



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Propuesta de diseño de un motor Stirling
de pistón libre tipo Tándem para uso
doméstico**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

P R E S E N T A N:

ALEJANDRO DÍAZ DEYÁ

RODRIGO PINEDO DEL BARRIO



DIRECTOR DE TESIS:

M. I. Billy Arturo Flores Medero Navarro

México, D.F. 2014

A Nuestros padres por ser nuestro apoyo incondicional

A nuestros familiares y amigos por ayudarnos a ser lo que somos.

ÍNDICE

Introducción	1
Objetivo General	3
Objetivos Particulares	3
Alcances	3
Capítulo I Introducción al motor Stirling	4
1.1. Historia del motor Stirling	5
1.2. El motor Stirling y sus principales variantes	6
1.3. Motor Stirling de pistón libre	9
1.4. Tipos de motores Stirling de pistón libre	11
Capítulo II Termodinámica y flujo de calor del motor Stirling	18
2.1. Ciclo termodinámico del motor Stirling.	19
2.2. Pérdida de calor del regenerador	22
2.3. Entrada y salida de calor del sistema	25
2.4. Pérdidas por bombeo en un motor Stirling	28
Capítulo III Parámetros de diseño del motor Stirling de pistón libre	31
3.1. Ciclo Stirling ideal	32

3.2. Número de Beale para el diseño de motores Stirling	34
3.3. Análisis de primer orden para un motor Stirling	37
3.4. Dinámica del motor Stirling de pistón libre	40
3.5. Análisis preliminar del diseño del motor Stirling	41
Capítulo IV Simulación y Resultados	50
4.1. Análisis isotérmico del motor Stirling	51
4.2. Simulación dinámica del motor Stirling	54
4.3. Cálculo de pérdidas por bombeo	59
Capítulo V Diseño del motor Stirling de pistón libre	61
5.1. Diseño de la cámara de expansión	62
5.2. Diseño del desplazador	65
5.3. Diseño de la cámara de compresión	67
5.4. Diseño del regenerador	70
5.5. Diseño del pistón y la biela	71
5.6. Ensamble completo	72
Conclusiones y Recomendaciones para futuros proyectos	74
Bibliografía	77
Apéndice	79

Introducción

Este trabajo surge de la necesidad actual de generar opciones viables para la producción de energía. La humanidad se encuentra en un punto de inflexión con respecto a su forma de vivir y sus costumbres, todo esto debido al agotamiento de los combustibles fósiles. Lo que ha llevado a la búsqueda de otras fuentes de energía como lo son el uso de la energía solar o eólica y el uso de combustibles alternativos como la biomasa, el etanol, entre otras opciones.

La generación de energía eléctrica doméstica, se ha convertido en una respuesta más frecuente a este suceso. En la actualidad se busca generar energía eléctrica por medio de celdas solares, generadores eólicos o simplemente mediante el uso de máquinas de combustión interna para poder generar la energía. Sin embargo estos métodos tienen sus desventajas. El uso de celdas solares tiene el inconveniente de que sino hay luz del sol no genera, los sistemas eólicos no son viables en cualquier lugar debido a que se necesita tener corrientes constantes o el uso de motores de combustión se vuelve muy costoso por el uso de combustible y también altamente contaminante.

Existen otras opciones para generación domestica, entre ellas una que se encuentra entre nosotros desde tiempo atrás al motor de combustión interna. El motor Stirling es un motor de combustión externa lo que le permite ser realmente versátil con respecto a las opciones anteriores, pues sólo se necesita suministrar calor para que éste funcione, ya sea que provenga del sol o de la quema de algún combustible como biomasa, diesel, gas natural, entre otros.

Este proyecto busca contribuir con una opción para la generación de energía eléctrica doméstica, lo que traerá como consecuencia una mejora en las condiciones de vida de las personas. Teniendo aplicación en la ciudad o en una comunidad apartada, para reducir costos y obtener energía eléctrica de una manera más limpia.

Se planteará el principio de funcionamiento de este tipo de motores, para tener una comprensión completa de este dispositivo. De esta manera justificar mediante la teoría, cálculos y una simulación el funcionamiento del motor y establecer los parámetros necesarios para que el motor pueda ser construido. Siendo que este proyecto no llegará a la etapa de la construcción del motor.

En el primer capítulo se expondrán algunos antecedentes del motor Stirling, variantes de motores Stirling, los motores Stirling y los diferentes tipos de motores Stirling. Después, en el segundo capítulo, se explicarán los fundamentos termodinámicos del ciclo Stirling. En el tercer capítulo se aterrizará el trabajo al empezar a dar dimensiones, en base a algunos parámetros frecuentemente utilizados en el diseño de motores Stirling. Con estas dimensiones, en el cuarto capítulo se analizarán los parámetros anteriormente encontrados con un análisis isotérmico y una simulación dinámica. Tomando estos análisis en el capítulo quinto se desarrollará el diseño del motor Stirling, finalizando el trabajo con las conclusiones y el trabajo a futuro.

Objetivo General

Elaborar una propuesta de diseño de un motor Stirling de pistón libre tipo tándem, que podrá emplearse con diferentes tipos de energías renovables, para generar electricidad a nivel doméstico.

Objetivos Particulares

- Establecer las consideraciones básicas para el diseño de un motor Stirling.
- Realizar una simulación dinámica del motor en funcionamiento.
- Identificar los elementos mecánicos más importantes que impactan la eficiencia del motor, para mejorar el desempeño.

Alcances

Este trabajo pretende tener como resultado, la propuesta de diseño de un motor Stirling de pistón libre tipo tándem, el determinar los parámetros de diseño del motor simulando su funcionamiento mediante un análisis dinámico, obteniendo los parámetros del motor mediante métodos analíticos y teniendo como paso final el diseño del motor. No se llegará a la construcción del motor, debido a que es un trabajo con alto nivel de complejidad, por lo que se necesita realizar un proyecto a futuro para poder alcanzar la calidad que se necesita para que el motor pueda funcionar correctamente.

Capítulo I

Introducción al

motor Stirling

1.1 Historia del motor Stirling

El motor Stirling fue llamado así debido a su creador Robert Stirling, ministro de la iglesia de Escocia. El reverendo Robert Stirling aplicó para la primera de sus patentes para el motor Stirling y el “Economiser”, después llamado regenerador, en 1816. El regenerador ha sido reconocido como la porción más importante de la patente de 1816.[2]

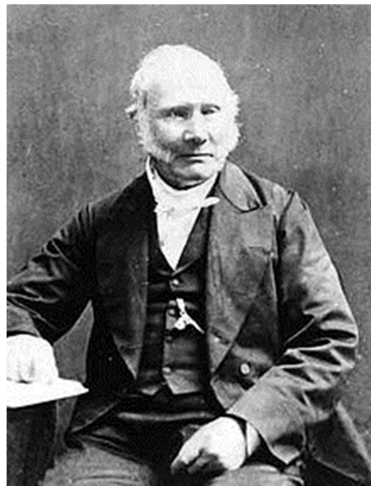


Figura 1.1 Robert Stirling [4]

(25 de octubre de 1790 – 6 de junio de 1878)

Algunos creen que Stirling inventó este motor debido a la inseguridad que había en los motores de vapor, la idea no es muy cercana a la realidad, pero Stirling sí inventó un motor más seguro que el de vapor, ya que no explotaría pues no llegaría a presiones de tanto nivel, al momento de fallar el calentador se detendría el motor.

El mayor esfuerzo registrado en implementar el motor Stirling se dio en la compañía donde James Stirling, el hermano de Robert Stirling, trabajaba. En esta compañía se construyó una enorme máquina de doble efecto, con dos secciones de expansión bajo la dirección de James. El motor energizó a la compañía por

algunos años, hasta que fallas en los materiales llevaron a remplazarlo por una máquina de vapor.

Con el desarrollo de la producción en masa de acero de calidad, los motores de vapor se volvieron más poderosos y mucho más seguros de operar de lo que eran antes, por lo que el motor Stirling dejó de ser empleado.

La segunda era del motor Stirling comenzó en 1937 cuando en el Laboratorio de Investigación de Phillips en Eindhoven, Holanda se empezó a desarrollar y ha continuado así desde ese entonces. El trabajo inicial se enfocó en el desarrollo de pequeños generadores para radios y equipos similares para su uso en áreas remotas.[4]

Una de las claves del éxito del motor Stirling fueron los nuevos materiales, mayor conocimiento de la física de fluidos e intercambiadores de calor.

1.4 El motor Stirling y sus principales variantes

Un motor Stirling es un dispositivo mecánico que opera en un ciclo termodinámico cerrado regenerativo con compresión cíclica y con expansión del fluido de trabajo a diferentes niveles de temperatura. El flujo del fluido de trabajo se controla sólo por el cambio del volumen interno, no hay válvulas y en general hay una conversión neta de calor a trabajo y viceversa.

Los motores Stirling también son conocidos como motores de aire caliente, motores de gas caliente y por un gran número de denominaciones debido a la disposición de los elementos del motor. También existe un ciclo termodinámico denominado ciclo Stirling, este “ciclo” es útil para poder entender de una manera sencilla el funcionamiento de estos sistemas, sin embargo la operación de los Motores Stirling en un ciclo real es más complicada, por lo que no se les debe denominar como “motores de ciclo Stirling”. [12]

Entre todas las configuraciones de motores Stirling que existen, se pueden identificar 4 principales, las cuales son: alfa, beta, gamma y de pistón libre.

La configuración alfa consiste en dos pistones encontrados, donde uno se encuentra en la cámara de baja temperatura, el otro en la de alta y en medio de ellos un regenerador.

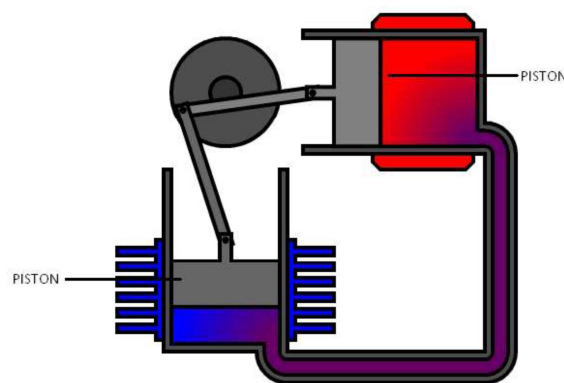


Figura 1.2 Motor alfa. [4]

El motor beta (Figura 1.3) es el que originalmente se inventó, consiste en un pistón de potencia y en un émbolo, el cual sólo mueve el fluido de un lugar a otro, los dos se encuentran alineados y con diferentes tiempos de avance. Esta configuración es muy utilizada en la actualidad con una variante llamada de pistón libre, la cual consiste en los mismo dos elementos, pistón y émbolo, pero no tienen una flecha de salida de potencia mecánica y se usa un generador lineal o simplemente lo usan para refrigeración; una de las grandes ventajas que ofrece esta configuración es que se puede cerrar herméticamente el motor lo que evita fugas y aumenta la eficiencia [7].

El motor gama (Figura 1.4) es un arreglo de dos pistones en dos diferentes cámaras, puestos en paralelo, donde uno de los pistones empuja el gas hacia la otra cámara donde el gas se encuentra en contacto con las dos caras del otro

pistón. En este tipo de configuración se han logrado fabricar motores con baja diferencia de temperaturas.

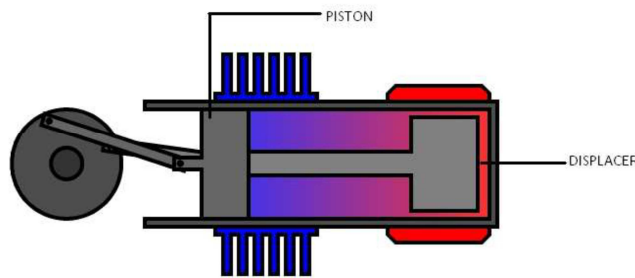


Figura 1.3 Motor beta.[4]

Existe otro tipo de motor llamado “free piston” o pistón libre, que consiste en una disposición similar al motor beta, sólo que los pistones se encuentra cada uno conectado a un resorte, que cuando se expande y contrae el gas los hace moverse a diferentes frecuencias, lo que permite añadir un generador eléctrico lineal. La gran ventaja del arreglo “free piston” es que puede permanecer sellado, evitando fugas, disminuyendo pérdidas y disminuyendo también el mantenimiento al que tiene que ser sometido. Por esta razón cada vez más empresas optan por esta opción para diseñar refrigeradores criogénicos o generadores de energía eléctrica.

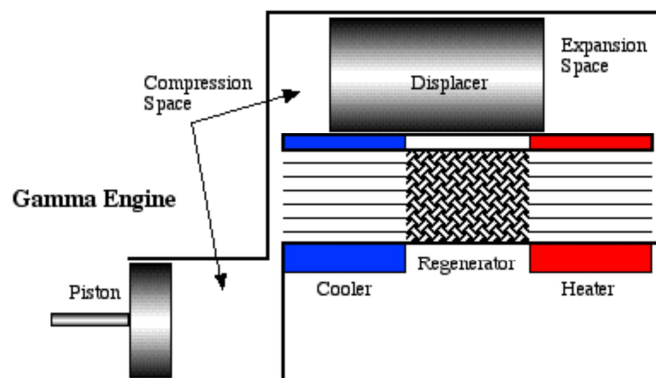


Figura 1.4 Motor gamma. [4]

1.4

Motor Stirling de pistón libre

A finales de los años 50 y principios de los 60's fue el momento de invención y la reinención de los sistemas del motor Stirling de pistón libre. Este suceso fue estimulado por el programa de investigación sobre motores Stirling, que comenzó en 1938 por la compañía Phillips en Eindhoven, Países Bajos. [2]

A finales de los 50's el trabajo de Phillips era ampliamente conocido por mentes brillantes. Por lo que el motor Stirling de pistón libre parece haber sido concebido espontáneamente con algunas variaciones, por media docena de personas en diversas partes del mundo. La mayoría de los conceptos fueron simplemente diseños en papel, lo que ocasionó que estos proyectos murieran a pesar de las buenas intenciones de sus creadores y la falta de intensiones de sus inventores para reducirlos a la práctica. [2]

El motor Stirling de pistón libre es una paradoja, ya que a pesar de tener una simplicidad mecánica, es un hecho que es difícil y complicado ejecutarlo.[12]

Los motores de pistón libre no tienen ningún mecanismo cinemático de acoplamiento de los elementos alternativos entre sí o a un eje de rotación común.

En cambio, los elementos se mueven totalmente en respuesta al gas o como respuesta a fuerzas de resorte que actúan sobre ellos.

Este tipo de motor tiene muchas ventajas, entre ellas:

1. El motor Stirling de pistón libre funciona por un proceso dinámico de resonancia, el sistema trabaja a una frecuencia más o menos constante y es por eso que se tiene un efecto de autoarranque.

Cuando el espacio de expansión se calienta y por causa del espacio frío, el sistema requiere sólo una ligera perturbación al azar para ponerse en movimiento.

Cuando se calienta y no opera el sistema, se encuentra en un estado de equilibrio inestable, algo parecido a un balón en equilibrio sobre la punta de una aguja, la alteración más leve hará que el balón caiga o en este caso que el motor autoencienda en su modo de vibración constante. Este autoencendido es una capacidad inherente del motor Stirling de pistón libre lo que es muy importante y una característica que no comparte con otro tipo de máquinas.

2. No hay grandes cargas laterales ejercidas por los elementos del pistón contra la pared del cilindro.

En cualquier motor con un mecanismo de manivela-biela-corredera. La biela está inclinada con respecto al eje del cilindro la mayor parte del tiempo, por la fuerza que actúa a lo largo de la biela se puede descomponer en componentes, una que actúa sobre el pistón a lo largo del eje del cilindro y también en otra perpendicular a el eje del cilindro. Esta carga lateral empuja el pistón contra un lado del cilindro y provoca un desgaste desigual.

Al eliminar esta carga lateral, se alivia el problema de lubricación y desgaste suficientemente para permitir el uso de pistones lubricados por gas. Por lo que el fluido de trabajo puede ser utilizado como el lubricante y así elimina el problema de la contaminación del regenerador y el bloqueo por el lubricante que entra en el espacio de trabajo. Esto también facilita el sellado en la cámara de trabajo.

3. Otra característica importante de los motores de pistón libre es que son más o menos motores de auto-regulación. El trabajo de salida del motor se extrae desde el pistón de movimiento alternativo para accionar un generador, bomba ó compresor. Cuando la resistencia al movimiento del elemento accionado es baja, el pistón asume una carrera larga con

relativamente poca diferencia entre las fuerzas que actúan en la carrera de entrada y carrera salida.

Cuando la resistencia aumenta, la carrera del pistón disminuye, pero la fuerza aumenta. Los cambios son tales que prácticamente el motor siempre entrega el mismo trabajo. Prácticamente es imposible detener un motor de pistón libre, debido a que una gran resistencia al movimiento impuesto sobre el pistón simplemente se traduce en una fuerza muy grande ejercida por el pistón durante una carrera corta.

Como cualquier motor, el motor Stirling de pistón libre también cuenta con una desventaja. Que es la siguiente:

La principal desventaja es simplemente la falta de un eje de rotación. Ya que muchas máquinas de la ingeniería involucran ejes giratorios y por su ausencia en los motores de pistón libre es a veces considerado como una desventaja, aunque en la práctica la desventaja no es tan grande como parece. Muchos sistemas que implican bombas, compresores y otras máquinas incluyen mecanismos cinemáticos mediante los cuales el movimiento de rotación de los ejes accionados se convierte en movimiento alternativo. Todos estos pueden ser accionados directamente por motores Stirling de pistón libre, y así puede proporcionar una bomba de émbolo de alta presión hidráulica.[12]

1.4 Tipos de motores Stirling de pistón libre

Existe una sorprendente diversidad en los motores Stirling de pistón libre, se pueden clasificar de la siguiente manera:

1. Simple efecto.
 - a. Dos pistones.
 - b. Pistón-desplazador.

- c. Cilindros separados.
- 2. Doble efecto.
- 3. Híbridos.
- 4. Péndulo.
- 5. Dúplex.

1. Simple efecto

a. Arreglo de dos pistones

Se pueden idear de diferentes maneras. Por ejemplo en paralelo, opuestos o en V. Estos arreglos pueden eliminar uno de los más grandes problemas de los motores Stirling de pistón libre que son las grandes vibraciones en la base del motor, ya que al estar opuestos pueden estar en un balance dinámico perfecto.

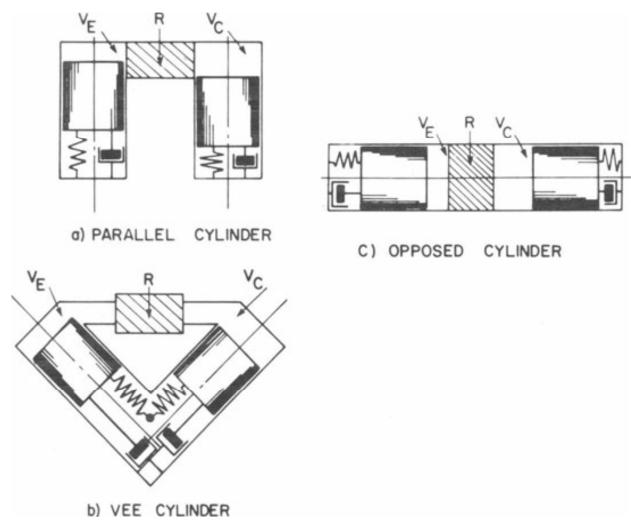


Figura 1.5 Arreglo de dos pistones.[2]

b. Pistón- desplazador

Existen una infinidad de variaciones. Tomando en cuenta el arreglo tándem, donde el pistón y el desplazador se encuentran en el mismo cilindro se tiene la posibilidad de sistemas de dos masas o de tres masas. Todas las versiones de este tipo tienen tres masas, el pistón, desplazador y el cilindro, pero por lo general el cilindro se encuentra acoplado a una masa mucho más grande comparada con la de los otros dos componentes.

En los sistemas de dos masas existen tres grupos. El primero de ellos el desplazador se encuentra suspendido sobre el pistón, ya sea con un resorte mecánico o de gas (figura 1.6 a). En el segundo grupo el desplazador y el pistón se encuentran suspendidos sobre el cilindro con resorte, mecánico o de gas, independiente (figura 1.6 b). En el tercer grupo el pistón y el desplazador se encuentran suspendidos sobre el cilindro con el mismo resorte (figura 1.6 c).

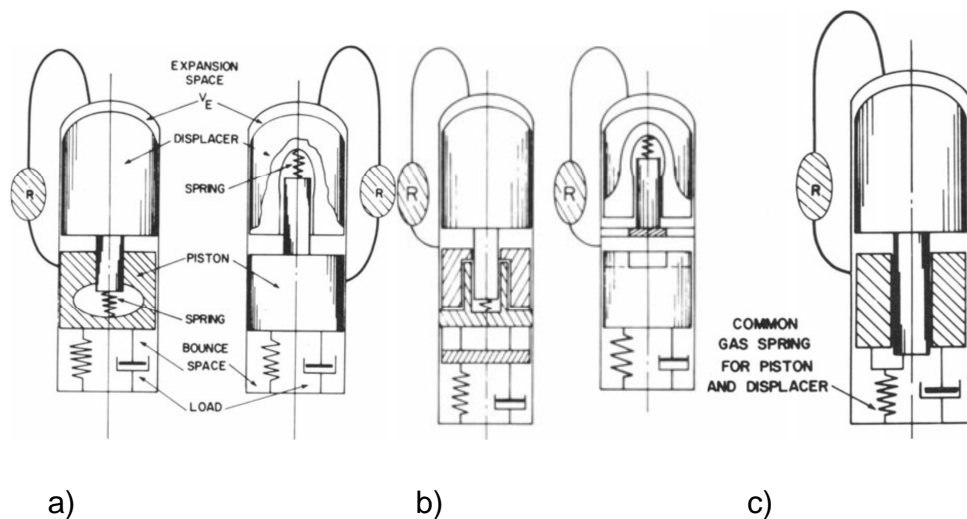


Figura 1.6 Arreglo Pistón – desplazador.[12]

Los sistemas de tres masas son comúnmente utilizados en bombas de agua, ya que al oscilar el cilindro puede bombear el agua. Por lo general el pistón es el que tiene el desplazamiento más pequeño (figura 1.7).

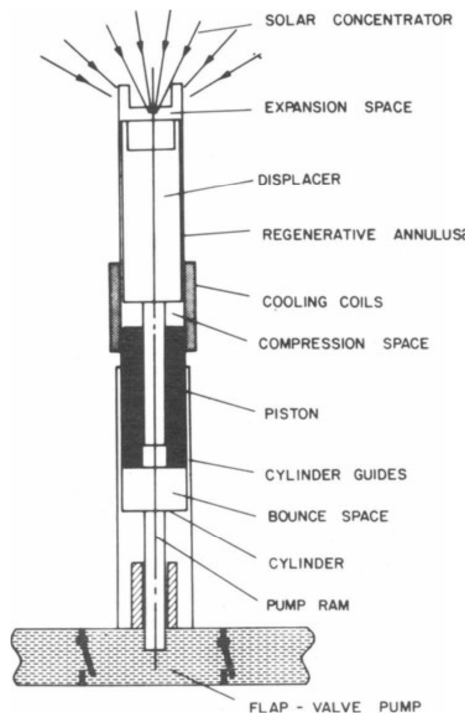


Figura 1.7 Sistema de tres masas con aplicación en bomba.[12]

c. Cilindros separados

Los motores de pistón libre de cilindros separados se caracterizan por tener el pistón y el desplazador en cilindros separados. En esta configuración el pistón oscila en un cilindro con un gas como resorte y amortiguación viscosa. El desplazador oscila en un cilindro separado y suspendido sobre la tierra del sistema, con un dispositivo de amortiguamiento, con menor amortiguación que la del pistón. Algunos ejemplos son el arreglo ortogonal, paralelo y en línea.

El arreglo ortogonal tiene el eje principal del cilindro del pistón, perpendicular al eje principal del cilindro del desplazador. Existen dos arreglos que se encuentran principalmente en esta configuración. El primero tiene un desplazador y dos pistones similares opuestos, cada uno lleva un generador o una bomba.

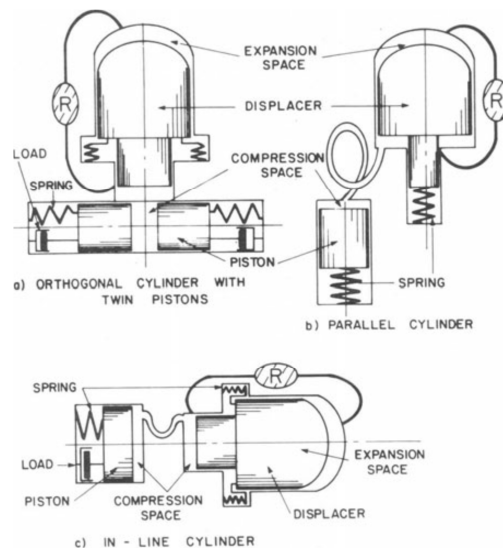


Figura 1.8 Arreglos de cilindros separados[12]

La otra posibilidad es el motor Benson. En este caso el trabajo sale sólo por un pistón. El otro que se encuentra opuesto al pistón se le llama fasor y sirve de manera similar a un volante de inercia y le da una flexibilidad considerable en el recorrido y carga del pistón.

2. Doble efecto

Los motores de doble efecto, incorporan múltiples sistemas, pero sólo un elemento reciprocante por sistema. Existen dos posibilidades para este tipo de motores:

- Motores con dos cilindros únicamente, llamados motores Franchot.
- Motores con más de dos cilindros, llamados Siemens.

En los Franchot existe un desfase de 90° entre los pistones. Los Siemens, tienen un desfase dependiendo del número de cilindros (figura 1.9).

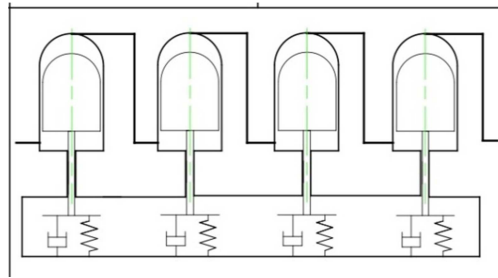


Figura 1.9 Doble efecto Siemens.[14]

3. Motores Stirling Híbridos

Son aquéllos donde uno de los elementos reciprocantes está acoplado a un mecanismo. Por lo general se usan arreglos parecidos a los de cilindros separados. También existen arreglos donde los componentes se encuentran en el mismo cilindro. Las ventajas de este tipo de motores es que están unidos a un mecanismo con un elemento rotacional, aunque existen cargas laterales que afectan la eficiencia del motor y principalmente la lubricación.

4. Motores de péndulo

En estos motores un péndulo sustituye al resorte o mecanismo que se encuentra unido al pistón. Son frecuentes en lugares donde no se tienen grandes desarrollos, ni tecnología por la simplicidad del mecanismo.

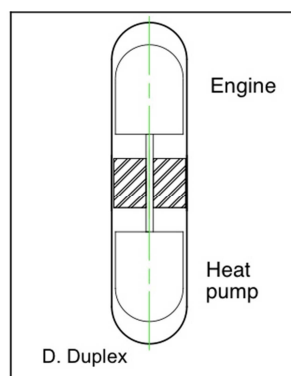


Figura 1.10 Stirling duplex [14]

5. Motores Stirling dúplex

Estos motores aprovechan una fuente de calor para hacer mover el dispositivo, mientras que en otro lado aprovechan ese movimiento para hacer el ciclo de refrigeración del motor Stirling (figura 1.10).

Capítulo II
Termodinámica y
flujo de calor del
ciclo Stirling

2.1 Ciclo termodinámico del motor Stirling

El ciclo Stirling es un ciclo termodinámico ideal compuesto de dos procesos isotérmicos y dos procesos isocórico, como se muestra en la gráfica presión contra volumen.

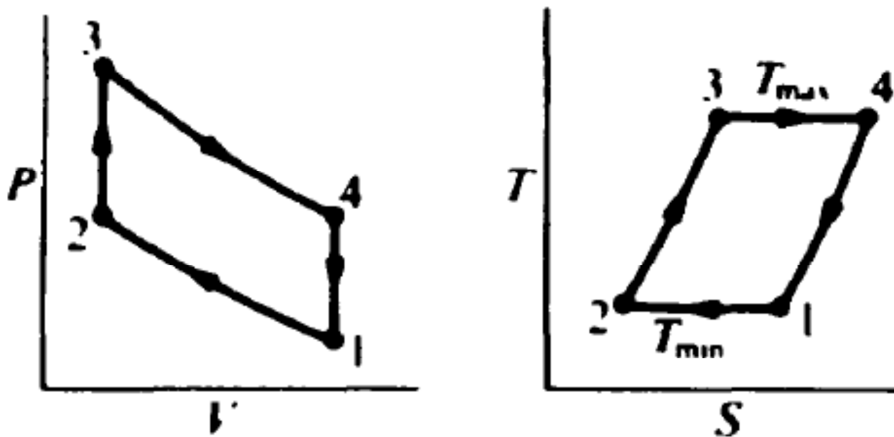


Figura 2.1 Diagrama P vs T y T vs S [12]

Para ilustrar la secuencia de la operación se debe considerar un cilindro que contiene dos pistones opuestos con un regenerador entre los pistones.

El regenerador puede ser pensado como una esponja que alternativamente libera y absorbe calor. El cual es una matriz de metal en forma de alambres o tiras finamente dividido. Uno de los dos volúmenes entre el regenerador y los pistones se llama espacio de expansión y es mantenido a una alta temperatura T_{max} . El otro volumen se denomina espacio de compresión y se mantiene a una baja temperatura T_{min} . Por lo tanto existe un gradiente de temperatura ($T_{max} - T_{min}$) en dirección transversal, pero se supone que no hay conducción en dirección longitudinal. Además, se supone que los pistones se mueven sin fricción o fuga del fluido de trabajo encerrado entre ellos.

Para iniciar el ciclo, se supone que el pistón de compresión se encuentra en el punto muerto exterior, y el pistón de expansión en el punto muerto interior, cerca de la cara del regenerador. Todo el fluido de trabajo se encuentra entonces en el espacio de compresión frío y el volumen es máximo, por lo que la presión y la temperatura son valores mínimos, representados por 1 en el diagrama T -S y P- V (figura 2.1). Durante la compresión (proceso 1-2), el pistón de compresión se mueve hacia el punto muerto interior y el pistón de expansión permanece estacionario. Se comprime el fluido de trabajo en el espacio de compresión, y la presión aumenta. La temperatura se mantiene constante debido a que el calor Q es retirado de la cámara de compresión a los alrededores.

En el proceso de transferencia 2-3, ambos pistones se mueven simultáneamente, el pistón de compresión hacia el regenerador y el de expansión se aleja, de modo que el volumen entre ellos permanece constante.

Por lo tanto, el fluido de trabajo se transfiere, a través de la porosa matriz metálica del regenerador, desde el espacio de compresión al espacio de expansión. En el paso a través del regenerador el fluido de trabajo se calienta desde T_{min} a T_{max} por transferencia de calor desde la matriz, y emerge desde el regenerador en el espacio de expansión a temperatura T_{max} . El aumento gradual de la temperatura en el paso a través de la matriz, a volumen constante, provoca un aumento de la presión.

Para la expansión (proceso 3-4), el pistón de expansión continúa alejándose del regenerador hacia el punto muerto exterior, el pistón de compresión permanece estacionario en el punto muerto interior, adyacente al regenerador. A medida que avanza la expansión, la presión disminuye y aumenta de volumen. La temperatura se mantiene constante ya que el calor se añade al sistema desde una fuente externa.

El proceso final en el ciclo es el proceso de transferencia 4-1, durante el cual ambos pistones se mueven simultáneamente para transferir el fluido de trabajo (a volumen constante) a través de la matriz regenerativa del espacio de expansión al

espacio de compresión. En el paso a través de la matriz el calor se transfiere desde el fluido de trabajo a la matriz, por lo que la temperatura del fluido de trabajo se reduce y emerge con T_{min} en el espacio de compresión. El calor transferido en este proceso es contenido en la matriz, para la transferencia de gas en el proceso de 2-3 del ciclo subsiguiente.

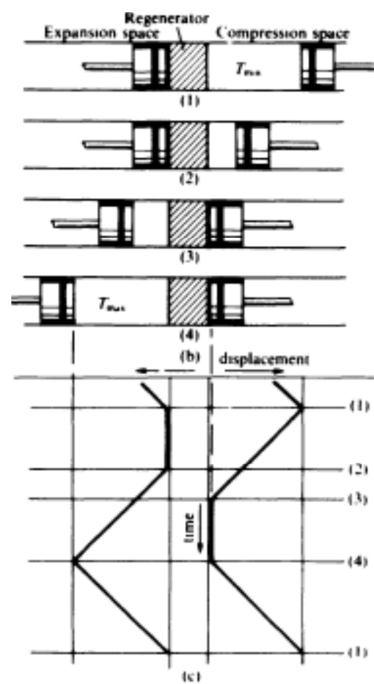


Figura 2.2 El ciclo Stirling [2]

Por lo tanto el ciclo se compone de cuatro procesos de transferencia de calor.

Proceso 1-2 Compresión isotérmica, la transferencia de calor se da desde el fluido de trabajo en T_{min} al exterior.

Proceso 2-3 Volumen constante, la transferencia de calor se da de la matriz regenerativa al fluido de trabajo.

Proceso 3-4 Expansión isotérmica, la transferencia de calor se da de una fuente de calor externa al fluido trabajo.

Proceso 4-1 Volumen constante, la transferencia de calor se da desde el fluido de trabajo a la matriz regenerativa.

Si el calor transferido en el proceso 2-3 tiene la misma magnitud que el proceso de 4-1 las únicas transferencias de calor entre el motor y sus alrededores son, (a) suministro de calefacción en T_{max} y (b) el rechazo de calor en T_{min} . Este suministro de calor y disipación de calor a temperatura constante satisface el requisito de la Segunda Ley de la Termodinámica para la eficiencia térmica máxima, por lo que la eficiencia, η , del ciclo Stirling es la misma que en el ciclo de Carnot, es decir:

$$\eta = \frac{(T_{max} - T_{min})}{T_{max}} \quad (2.1)$$

La principal ventaja del ciclo de Stirling ante el ciclo de Carnot se encuentra en la sustitución de dos procesos isentrópicos por dos de volumen constante, lo que aumenta en gran medida el área del diagrama PV.

Por lo tanto, para obtener una cantidad razonable de trabajo del ciclo Stirling, no es necesario recurrir a presiones muy altas y barrido de volúmenes grande, como lo es en el ciclo de Carnot.

2.2 Pérdida de calor en el regenerador.

El regenerador es un dispositivo cíclico. En la primera parte de este ciclo el aire caliente fluye a través del regenerador de la zona caliente a la fría, transfiriendo calor a la matriz del regenerador. En la segunda parte del ciclo el aire frío fluye en la dirección contraria, absorbiendo el calor almacenado en la matriz. Por lo tanto en estado estacionario la transferencia neta de calor por ciclo entre el fluido de trabajo y la matriz del regenerador es igual a cero.

La calidad de un regenerador es definida por lo general en base a la entalpía en términos de la efectividad del regenerador ϵ de la siguiente manera:

$$\varepsilon = \frac{\text{cambio de entalpía real en una mitad de ciclo}}{\text{cambio de entalpía máximo en un regenerador ideal}} \quad (2.2)$$

Debido a la difícil aplicación de esta definición en un motor Stirling, se puede definir de esta otra forma.

$$\varepsilon = \frac{\text{cantidad de calor transferido desde la matriz del regenerador al gas en su paso de la parte fría a la caliente}}{\text{cantidad de calor equivalente transferido por el regenerador en un modelo adiabático ideal}} \quad (2.3)$$

La eficiencia térmica del ciclo se define como:

$$\eta_i = \frac{W_i}{Qh_i} = (Qh_i + Qk_i)/Qh_i \quad (2.4)$$

De la expresión 2.4 se puede notar que Qk_i es una expresión negativa ya que es calor que sale del sistema.

Cuando se tiene un regenerador no ideal, se añade más calor al sistema debido a que el gas sale a una temperatura menor del regenerador, esto se puede escribir de la siguiente manera

$$Qh = Qh_i + Qr_i(1 - \varepsilon) \quad (2.5)$$

De manera similar sucede cuando regresa el fluido del regenerador a la zona de compresión, el enfriador tiene que absorber más energía, se puede escribir de la siguiente forma

$$Qk = Qk_i - Qr_i(1 - \varepsilon) \quad (2.6)$$

La eficiencia del ciclo con un regenerador no ideal se define:

$$\eta = \frac{W}{Qc} = (Qh + Qk)/Qc \quad (2.7)$$

Substituyendo Qh, Qk y η_i con las ecuaciones anteriores:

$$\eta = \frac{\eta_i}{1 + \left(\frac{Qr_i}{Qh_i}\right)(1-\varepsilon)} \quad (2.8)$$

Evaluación de la efectividad del regenerador

Cuando el regenerador no es ideal, al salir el gas del regenerador y entrar a la zona de expansión el gas se encuentra a una temperatura menor. Al sentido contrario del flujo el gas sale a una temperatura mayor. La efectividad se puede definir

$$\varepsilon = \frac{Th_1 - Th_2}{Th_1 - Tk_2} \quad (2.9)$$

$$2 \Delta T = Th_2 - Tk_2 \quad (2.10)$$

Combinando las ecuaciones 2.9 y 2.10 obtenemos:

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(1 + \frac{2 \Delta T}{(Th_1 - Th_2)}\right)} \quad (2.11)$$

Si tomamos el balance de energía del gas en la corriente caliente (cuando pasa de la parte de expansión a la de compresión), el cambio de entalpía es igual a la transferencia de calor de la corriente caliente a la matriz y viceversa de la matriz a la corriente fría.

$$\dot{Q} = Cp \dot{m}(Th_1 - Th_2) = 2 h A_{wg} \Delta T \quad (2.12)$$

Donde:

\dot{Q} = calor transferido,

h = coeficiente convectivo de todo el conjunto

A_{wg} = área mojada del intercambiador de calor,

C_p = capacidad térmica específica a presión constante,

\dot{m} = flujo de masa a través del regenerador,

Substituyendo 2.12 en la ecuación de efectividad se tiene:

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(1 + \frac{C_p \dot{m}}{h A_{wg}}\right)} \quad (2.13)$$

Introduciendo el concepto de número de unidades de transferencia (NTU) el cual es una medida conocida de la efectividad de un intercambiador de calor.

$$NTU = \frac{h A_{wg}}{C_p \dot{m}} \quad (2.14)$$

Substituyendo en 2.13:

$$\varepsilon = \frac{NTU}{(1+NTU)} \quad (2.15)$$

De esta forma podemos evaluar la efectividad del regenerador al analizar cualquier motor Stirling.

2.3 Entrada y salida de calor del sistema.

Como se explicó en el ciclo termodinámico del motor, la eficiencia del motor está completamente relacionada con la eficiencia del calentador y del intercambiador. Por lo que haremos el análisis para determinar éstas. Normalmente se determina la eficacia de un calentador o intercambiador de calor de una manera similar a la del regenerador en términos de la siguiente ecuación:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (2.16)$$

Haciendo referencia a la gráfica del perfil de temperaturas (figura 2.3), se observa que el calentador no es ideal y el resultado en el regenerador es la temperatura media efectiva del gas en el espacio del calentador (T_h) que es menor a la de la pared del calentador (T_{wh}). Del mismo modo el enfriador no es ideal y el resultado de la temperatura media efectiva del gas en el espacio del regenerador (T_k) es mayor que la de la pared (T_{wk}). Esto tiene un efecto significativo en el rendimiento del motor, ya que esto permite saber si está operando de manera efectiva entre los límites de temperatura inferiores a los del calentador y las paredes más frías. Por lo tanto el análisis del calentador y enfriador se determinan iterativamente. Estas diferencias de temperatura se determinan utilizando las ecuaciones de transferencia de calor por convección, los valores de Q_c y Q_k siendo evaluados por el análisis adiabático ideal y el valor de la pérdida de entalpía del regenerador Q_{rloss} siendo evaluados en términos de la efectividad del regenerador.

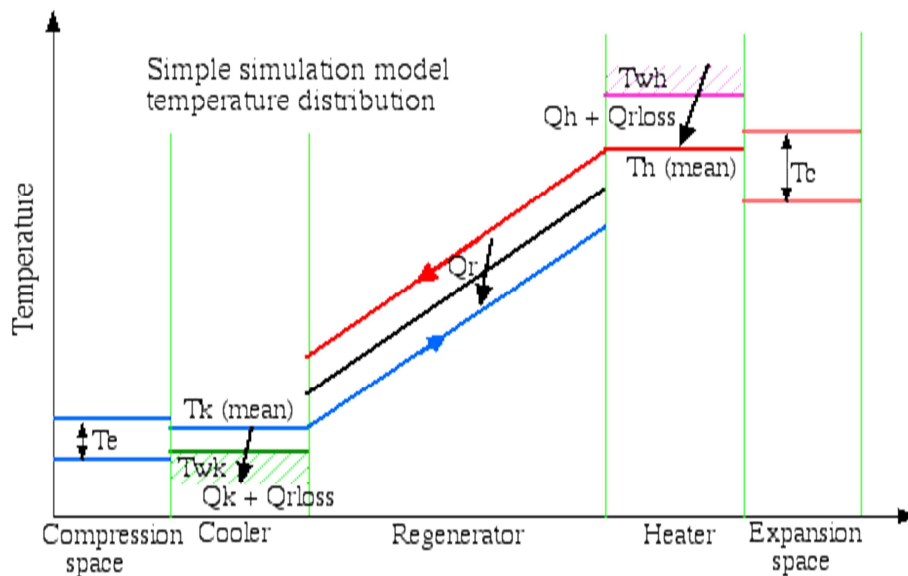


Figura 2.3 Gráfica de perfil de temperaturas. [1]

De la ecuación básica de transferencia de calor por convección:

$$Q = hA_{wg}(T_w - T) \quad (2.17)$$

Donde:

Q = total de transferencia de calor (incluyendo la pérdida de entalpía neta del regenerador),

h = coeficiente de transferencia de calor por convección,

A_{wg} = área de la superficie del intercambiador de calor,

T_w = es la temperatura de la pared,

T = temperatura del gas.

Con el fin de reducir las unidades de esta ecuación para el calor neto transferido dividimos ambos lados por la frecuencia de funcionamiento (frecuencia), por lo tanto:

$$Q_k - Q_{rloss} = h_k A_{wgk} \frac{(T_{wk} - T_k)}{freq} \quad (2.18)$$

$$Q_h + Q_{rloss} = h_h A_{wgh} \frac{(T_{wh} - T_h)}{freq} \quad (2.19)$$

Donde, como se muestra en el diagrama anterior, el sufijo h se refiere al calentador, y el sufijo k se refiere al enfriador. Ahora al rescribir estas ecuaciones para evaluar las temperaturas T_k y T_h :

$$T_k = T_{wk} - \frac{(Q_k - Q_{rloss})freq}{h_k A_{wgk}} \quad (2.20)$$

$$T_h = T_{wh} - \frac{(Q_h + Q_{rloss})freq}{h_h A_{wgh}} \quad (2.21)$$

El algoritmo de solución simplemente es iterativo, cada vez con nuevos valores de T_k y T_h , hasta que se alcanza la convergencia. Después de cada iteración los valores de Q_k y Q_h están disponibles, y Q_{loss} se determina en términos de la eficiencia del regenerador. La tasa de flujo de masa a través del calentador y enfriador se utiliza para determinar los números de Reynolds promedio y por lo tanto los coeficientes de transferencia de calor. Sustituyendo estos valores en las ecuaciones anteriores se obtiene T_k y T_h , y la convergencia se alcanza cuando sus valores sucesivos son esencialmente iguales.

2.4 Pérdida por bombeo en un motor Stirling.

Para este análisis se asume que la presión es constante a través de todo el motor. Se sabe que se necesitan que los intercambiadores de calor tengan grandes áreas extensas de contacto para que existan flujos grandes de calor. Este requerimiento junto con la necesidad de un pequeño volumen muerto da como resultado intercambiadores de calor con muchos pasajes de diámetro reducido en paralelo. La fricción asociada al fluido en el flujo a través de los intercambiadores de calor resulta en una caída de presión a través de todos los intercambiadores de calor, lo que trae como consecuencia el efecto de reducir la potencia de salida del motor. A esto se le llama pérdida por bombeo y se tratará de cuantificar esta pérdida en el motor. Primero se evalúa la caída de presión en los intercambiadores de calor respecto al espacio de compresión. Después se puede determinar el valor del trabajo hecho integrando en el ciclo completo y aislando el término de pérdida por bombeo de la siguiente forma:

$$W = W_e + W_c = \oint p dV_c + \oint (p - \Sigma \Delta p) dV_e \quad (2.22)$$

Donde $\Sigma \Delta p$ se toma de los tres intercambiadores de calor.

$$W = \oint p(dV_c + dV_e) - \oint \Sigma \Delta p dV_e = W_i - \Delta W \quad (2.23)$$

Donde W_i es el trabajo ideal hecho por ciclo y ΔW es la pérdida por caída de presión o la pérdida por bombeo por ciclo.

Donde:

$$\Delta W = \int_0^{2\pi} (\sum_{i=1}^3 \Delta p_i \frac{dV_e}{d\theta}) d\theta \quad (2.24)$$

La caída de presión se debe a la fricción viscosa del fluido cuando fluye a través de las secciones de los intercambiadores de calor. La ley de viscosidad de Newton establece que el esfuerzo cortante entre las capas adyacentes de fluido es proporcional al gradiente de velocidades (du/dz) en estas capas.

$$\tau = -\mu \frac{du}{dz} \quad (2.25)$$

De esta forma se puede definir la fuerza de fricción F a partir del esfuerzo cortante:

$$F = \tau A_{mg} \quad (2.26)$$

Donde A_{mg} es el área mojada del intercambiador de calor.

Sustituyendo el área mojada por el diámetro hidráulico

$$d = 4 \frac{V}{A_{mg}} \quad (2.27)$$

$$F = 4 \tau \frac{V}{d} \quad (2.28)$$

Se puede definir el coeficiente de fricción como la razón del esfuerzo cortante y la "carga dinámica"

$$C_f = \frac{\tau}{0.5 \rho u^2} \quad (2.29)$$

Donde ρ es la densidad del fluido y u es la velocidad promedio. Así sustituyendo τ en la ecuación de la fuerza.

$$F = 2 C_f \rho u^2 \frac{V}{d} \quad (2.30)$$

Asumiendo flujo cuasi estático la fuerza de fricción es igual y opuesta a la fuerza por caída de presión.

$$F + \Delta P A = 0 \quad (2.31)$$

Donde A es el área de la sección transversal. Sustituyendo la fuerza en la ecuación:

$$\Delta P + 2 C_f \rho u^2 \frac{V}{d_A} = 0 \quad (2.32)$$

Para evitar conflictos de sentido debido a que el primer término puede ser negativo o positivo y el segundo siempre será positivo. Introduciendo el término coeficiente de fricción de Reynolds, multiplicando el número de Reynolds por el coeficiente de fricción.

$$C_{ref} = Re C_f \quad (2.33)$$

Donde:

$$Re = \rho u \frac{d}{\mu} \quad (2.34)$$

Por definición el número de Reynolds no puede ser negativo por lo que añadiendo este concepto a la ecuación y despejando ΔP se tiene:

$$\Delta P = \frac{-2C_{ref} \mu u V}{d^2 A} \quad (2.35)$$

Con esta expresión se puede evaluar la pérdida por bombeo a la hora de analizar cualquier motor Stirling.

Capítulo III
Parámetros de
diseño del motor
Stirling de pistón
libre

Se decidió diseñar un motor Stirling de pistón libre debido a las grandes ventajas que ofrece al no necesitar gran mantenimiento en un tiempo prolongado. Es importante esta característica debido a la aplicación que se le va a dar, pues al querer aplicarlo en hogares es necesario evitar el mantenimiento constante, ya que no existen personas expertas que puedan ocuparse periódicamente. Éste es el requerimiento que tuvo prioridad en la toma de decisión, tomando en cuenta que se pueden llegar a tener eficiencias muy similares a cualquier otro motor Stirling.

3.1 Ciclo Stirling ideal

Como en todo proyecto en sus primeras etapas de diseño, se desea predecir de manera sencilla la potencia y la eficiencia del motor con dimensiones en bruto y condiciones de operación. El punto de partida obvio es el ciclo ideal Stirling que se muestra en la Figura 2.1 en el plano P vs V.

Una manera de calcular trabajo cíclico es:

$$W = \oint pdV = mR (Th - Tk) \ln \left(\frac{V1}{V2} \right) \quad (3.1)$$

Donde:

m = masa de gas en el motor,

R = constante particular del gas,

Th = Temperatura de expansión,

Tk = Temperatura en la región de compresión,

V1 = volumen máximo,

V2 = volumen mínimo.

Esto podría ser utilizado con velocidad estimada para predecir la potencia del motor:

$$\dot{W} = fW \quad (3.2)$$

Donde

f = frecuencia del ciclo.

Sin embargo se tiene dos inconvenientes principales. En primer lugar, la ecuación (3.1) es válida para el ciclo ideal Stirling, y cualquier máquina real está bastante lejos de lo ideal por diversas razones como por ejemplo, procesos no isotérmicos, movimiento continuo del pistón, espacio muerto, etc. El ciclo real del motor es lo más parecido a una versión redondeada del diagrama P vs V ideal.

Se podrían tratar de explicar estas desviaciones de lo ideal y las pérdidas por fricción mecánica mediante la adopción de una fracción apropiada de W . Este factor sólo se puede conjeturar de la experiencia práctica, es decir añadirle un factor de experiencia. Es imposible encontrar un "factor universal" aplicable a todo tipo de motores bajo todas las condiciones. En realidad se trata de un factor para un grupo limitado de motores dependiendo de tamaño, tipo, configuración, y condiciones de funcionamiento. Un factor de experiencia puede estar asociado con los motores de cierta categoría con resultados aceptables. Un cambio apreciable en cualquiera de las características principales, puede hacer que se requiera la búsqueda de un nuevo factor.

Y siempre hay que estar dispuesto a permitir margen de error dentro de este enfoque. Pero antes de hablar más de esto, vamos a considerar la segunda deficiencia de la ecuación 3.1. La ecuación 3.1 no contiene las variables más convenientes para la aplicación rápida y comparaciones rápidas. Por ejemplo, es común conocer el diámetro y carrera de un motor en concreto que nos ocupa, pero rara vez los volúmenes máximo y mínimo (V_1 y V_2). Del mismo modo, uno puede leer fácilmente la presión media del ciclo de un motor de un manómetro en la cámara, pero la masa m del fluido de trabajo es mucho más difícil de obtener.

3.2 Número de Beale para el diseño de motores Stirling

Al parecer motivado por estas consideraciones William Beale evaluó la cantidad adimensional B_n para varios Motores Stirling:

$$B_n = \frac{\dot{W}}{fV_0P_m} \quad (3.3)$$

Donde:

\dot{W} = Potencia neta ó potencia al freno.

f = Frecuencia.

P_m = La presión media del ciclo.

V_0 = La variación del volumen total (cilindrada en el caso de una máquina de pistón/desplazador).

Beale se dio cuenta que para los motores bien diseñados, B_n siempre es muy cercano a 0.15. Si se mide V en centímetros cúbicos, P_m en bares, P en Watts y f en Hz.

Este descubrimiento fue y sigue siendo una herramienta popular para tener una estimación rápida preliminar del rendimiento del motor:

$$\dot{W} = 0,15 fV_0P_m \quad (3.4)$$

La mayoría de los motores considerados por Beale, funcionaban más o menos entre los mismos extremos de temperatura; de aproximadamente 650 °C para el calentador y 65 °C para el enfriador.

A partir de esto Walker (1979) produjo una muy útil relación gráfica de la variación del número de Beale contra la temperatura. En 1981 descubrió el análogo de la ecuación (3.4), teniendo en cuenta el efecto de la temperatura.

Determinó lo siguiente:

$$\dot{W} = FfV_0P_m \frac{T_h - T_k}{T_h + T_k} \quad (3.5)$$

Donde T_h es la temperatura alta y T_k la temperatura baja. West sugiere que el factor F es 0.35 (0.035 para las unidades mixtas convenientes). Este valor produce un número Beale de 0.15 (0.015) para un rango de temperaturas en el motor de 650 °C a 90 °C, lo que concuerda con lo establecido en la ecuación (3.4).

Posteriormente se dedujo la ecuación (3.5) directamente del ciclo de Stirling ideal. Esto demuestra que la fórmula es intrínsecamente aplicable a todos los motores Stirling. Donde para el ciclo ideal $F=2$.

Es más conveniente utilizar la temperatura del metal para T_h y T_k en la ecuación (3.4). En este nivel de análisis por lo general no se puede hacer nada más que estimar las temperaturas que alcanzarán los gases, por lo que es mejor dejar que el factor de experiencia nos de una aproximación del desempeño y aceptar los resultados como una primera aproximación (por lo general es una aproximación sorprendentemente buena).

El valor más incierto en la aplicación de la ecuación (3.4) es la frecuencia f. Sobre todo en los nuevos diseños, una consideración básica es considerar la frecuencia más baja. Es necesario considerar las pérdidas internas y la carga externa para predecir con precisión la frecuencia del motor.

Dado que en el motor de pistón libre el desplazador es casi un dispositivo de frecuencia constante, es mucho más fácil estimar ésta. Para una primera aproximación se puede tomar la frecuencia natural de la masa del émbolo y el resorte:

$$f = f_n = \frac{\sqrt{K/M}}{2\pi} \quad (3.6)$$

Donde:

M = Masa total del pistón,

K = Constante del resorte.

Cabe señalar que M es la masa total del conjunto del pistón, incluyendo cualquier parte del dispositivo de carga que está unido a él. K es la suma de las constantes de todos los resortes acoplados al conjunto de pistón. Esto incluye el "efecto muelle" del espacio de trabajo. La constante del resorte de gas del espacio de trabajo puede estimarse por la siguiente fórmula, para la constante K de un resorte de gas:

$$K_g = \frac{\gamma P_m A^2}{V_m} \quad (3.7)$$

Donde:

$\gamma = C_p / C_v$.

P_m = Presión media.

A = Área transversal del pistón

V_m = volumen medio de la cámara de resorte.

Por supuesto, un resorte de gas adiabático no tiene una "constante". Pero para un resorte de gas con una pequeña variación de volumen con relación al volumen medio. La ley de Hooke con la K calculada anteriormente es válida.

Son más factores los que afectan esto, que sólo el resorte de gas, por lo que la ecuación (3.6) es por lo general sólo un punto de partida, pero es muy valiosa. En caso de que el motor esté equipado con un gran resorte adicional sobre el pistón, entonces la constante del resorte del espacio de trabajo es menos crítica. Como regla empírica para las configuraciones típicas del motor, se sugiere reducir el valor dado por la ecuación (3.6) en un 20 %.

Se debe tener en cuenta que, aunque el motor trabaja esencialmente a una frecuencia fija, la carrera del pistón no es fija. El volumen V desplazado varía con la carga y la presión media. Así la ecuación (3.3) nos ofrece más. Ya que la frecuencia es indeterminada (en este nivel elemental) y en segunda el volumen desplazado es indeterminado.

Una consecuencia interesante de lo anterior es que se puede usar la presión media para modificar las características de funcionamiento del motor. Así, mediante las ecuaciones (3.6) y (3.7), la frecuencia de funcionamiento del motor es dependiente de la raíz de la presión media:

$$f \sim \sqrt{P_m} \quad (3,8)$$

De esta manera se puede variar la frecuencia, manipulando la presión de carga. La presión de carga también se puede utilizar para variar la carrera del pistón en cierta medida. Esto es más eficaz cuando la máquina opera cerca del límite de potencia de salida impuesto por los intercambiadores de calor.

Si se incrementa la presión media, la frecuencia aumentará como la ecuación (3.8) predice, en caso de que la potencia no pueda aumentar proporcionalmente por los límites del ritmo de flujo de calor, entonces el volumen desplazado debe disminuir.

3.3 Análisis de primer orden para un motor Stirling

Existen diversos sistemas de análisis de primer orden, sin embargo están basados en un núcleo común de consideraciones, el cual fue propuesto por G. Schmidt (1871), las consideraciones son:

- i. El fluido de trabajo es un gas ideal.
- ii. La masa de gas en el área de trabajo del motor es constante.
- iii. La presión instantánea es constante durante todo el área de trabajo.
- iv. El espacio de trabajo se compone de regiones isotérmicas,

- v. El pistón y el desplazador se mueven sinusoidalmente

Estas consideraciones son muy importantes para el análisis, ya que lo facilitan de sobremanera. Sin embargo la suposición más importante es la iv, ya que se considera que el espacio de trabajo se divide generalmente en tres regiones; el espacio de expansión, el espacio de compresión y un espacio muerto.

En cada uno de estos espacios se supone que el gas se encuentra a una temperatura constante asociada con ese espacio, por lo que todo el gas en el espacio de expansión se encuentra a la temperatura T_h , todo el gas en el espacio de compresión a temperaturas más bajas T_k , y el gas en el espacio muerto tiene una temperatura T_r .

Esta suposición implica entonces que los procesos de compresión y expansión son procesos isotérmicos, lo que está en perfecto acuerdo con el ciclo ideal, pero que se encuentra alejado de la realidad. Esta suposición también implica que el gas desplazado de un espacio a otro, tiene un cambio instantáneo de su temperatura. Por supuesto esto es físicamente imposible, requiriendo que la velocidad de transferencia de calor sea infinita.

Sin embargo aceptando que estas suposiciones producen un modelo matemáticamente tratable. Lo vuelve de gran valor como una guía básica para el diseño del motor Stirling.

Estos primeros cuatro supuestos determinan completamente las condiciones del espacio de trabajo y a la presión como una función de la posición del pistón y del desplazador.

En la figura (3.1) se muestra un esquema básico del motor Stirling y se ilustra la terminología a utilizar con las supuestas zonas isotérmicas. Por lo tanto la presión en el espacio de trabajo es:

$$P = \frac{mR}{\frac{V_C}{T_C} + \frac{V_E}{T_E} + \frac{V_D}{T_D}} \quad (3.9)$$

Hay que tener en cuenta que las únicas variables en el lado derecho de (3.9) son V_e y V_c , que son funciones lineales de la posición del desplazador y el pistón. Si el pistón y el desplazador se mueven cíclicamente, entonces V_e y V_c serán funciones periódicas de la posición, y el trabajo por ciclo es:

$$W = mR \oint \frac{d(V_e + V_c)}{\frac{V_c + V_e + V_D}{T_C + T_E + T_D}} \quad (3.10)$$

Donde la integración se lleva a cabo durante el período común de V_e y V_c . Se debe tomar en cuenta que la ecuación 3.10 es completamente general, y aplica a todos los movimientos del pistón y desplazador. W puede ser fácilmente determinada numéricamente para cualquier función periódica dada para V_e y V_c .

La consideración de que el pistón y el desplazador se mueven sinusoidalmente con un período común y una separación ángulo de fase fija, se acerca al funcionamiento real del motor. En un motor de pistón libre se logra este movimiento después de alcanzar el estado estacionario.

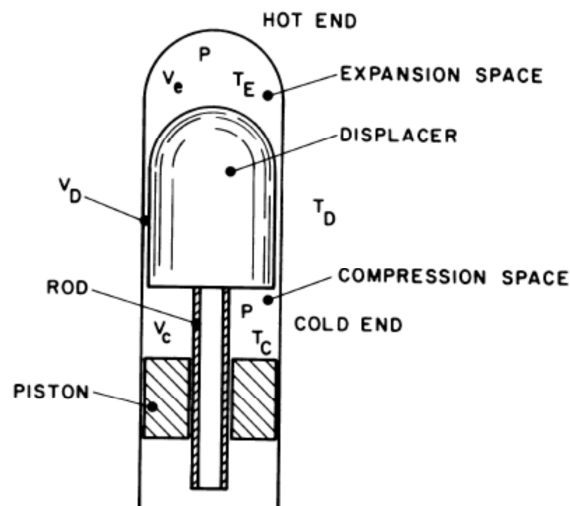


Figura 3.1 Esquema básico para modelado isotérmico [12]

3.4 Dinámica del motor Stirling de pistón libre

Aunque el motor de pistón libre cumple las cinco consideraciones anteriores en su estado estacionario de no colisión, es necesaria la aplicación de los resultados Schmidt en análisis posteriores para poder determinar la cinemática del motor. También está el hecho de que no solo se desconoce la carrera del pistón y el ángulo de fase, sino que también son variables con la carga y están muy relacionadas. Por lo tanto se debe empezar por determinar en la medida de lo posible la dinámica del pistón y desplazador.

Entonces se tiene que comenzar determinando las características de los componentes, de las temperaturas, la carga, resortes, amortiguamiento, etc. Por lo que se da lugar a un sistema de ecuaciones diferenciales de segundo orden.

Para ilustrar lo que se puede esperar, tenga en cuenta las ecuaciones para un motor de movimiento insignificante como se representa esquemáticamente en la Figura 3.2.

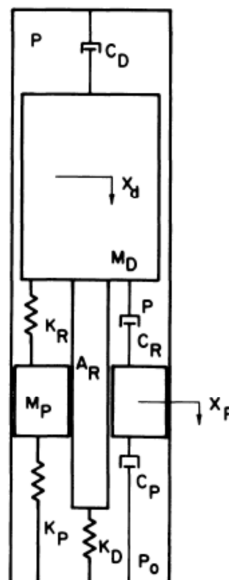


Figura 3.2 representación esquemática de un motor de pistón libre. [12]

Suponiendo que el motor puede ser modelado adecuadamente con resortes lineales y amortiguadores de velocidad proporcional, las ecuaciones de movimiento para el pistón y desplazador son:

$$M_p \ddot{x}_p + (C_p + C_R) \dot{x}_p - C_R x_d + (K_p + K_R) x_p - K_R x_d = (p - p_0) A_p \quad (3.11)$$

$$M_D \ddot{x}_d + (C_D + C_R) \dot{x}_d - C_R x_p + (K_D + K_R) x_d - K_R x_p = (p - p_0) A_R \quad (3.12)$$

Con todos los coeficientes de las ecuaciones 3.11 y 3.12 constantes.

Desafortunadamente la forma de la función de la presión dada por la ecuación 3.9 se opone a una solución de forma cerrada con el sistema 3.10.

Una solución numérica por computadora de 3.10 es, por supuesto en un principio un asunto sencillo. Sin embargo se debe tener una cuidadosa reflexión que tome en cuenta cómo serán tratadas las colisiones entre el pistón y el desplazador.

Es prácticamente seguro que se produzcan colisiones varias veces en un motor que es simulado dado que se trata principalmente de la búsqueda del funcionamiento sin colisiones, un método consiste en modificar las condiciones iniciales cuando se produce una colisión y reiniciar. Otra estrategia se basa principalmente en la actualización de la velocidad cuando produce el contacto.

Las masas y los resortes son ajustados hasta que la operación deseada se da. Entonces los resultados pueden ser usados en la ecuación de trabajo que se planteó antes.

3.5 Análisis preliminar del Diseño del motor Stirling

Una vez establecidas las herramientas básicas para el diseño de motores Stirling, se procede a plantear las consideraciones, para poder estimar el funcionamiento del motor y realizar el diseño a detalle.

El análisis partirá de la ecuación del número de Beale, para fijar los parámetros más esenciales para poder realizar el análisis de primer orden, en esta expresión se necesitan diversos términos que son desconocidos al momento de comenzar a diseñar. Lo que se planteará a continuación se hace tomando en cuenta características de motores actuales en funcionamiento. Con esta información obtenida de artículos y publicaciones científicas.

Análisis del número de Beale

De este análisis contamos con la ecuación siguiente:

$$P = FfV_0P_m \frac{T_h - T_k}{T_h + T_k} \quad (3.13)$$

De la cual se desconocen prácticamente todos los términos, sin embargo al tener objetivos en el diseño se determina la potencia que se busca generar y tomar en cuenta los parámetros restantes de motores reales, para así conocer el volumen desplazado del motor, y de esta manera poder dimensionar el motor.

Se procede a realizar el análisis con los siguientes datos:

$$\dot{W} = 1500 \text{ [W]}$$

$$F = .035$$

$$f = 1200 \text{ [rpm]} = 20 \text{ [Hz]}$$

$$V_0 = ?$$

$$P_m = 8 \text{ [bar]}$$

$$T_h = 600 \text{ [}^\circ\text{C]} = 873 \text{ [K]}$$

$$T_k = 90 \text{ [}^\circ\text{C]} = 363 \text{ [K]}$$

La potencia se determinó de esa magnitud debido al objetivo de poder, al menos, alimentar un refrigerador doméstico, la frecuencia es un valor promedio de motores de este tipo, la presión media es un valor común entre motores de este tipo y las temperaturas, son fácilmente alcanzables usando un colector solar para el calentador y refrigerando con líquido la sección del enfriador.[15]

Partiendo de la ecuación 3.5, y sustituyendo valores obtenemos:

$$1500 = (.035) (20) V_0 8^{\frac{873-363}{873+363}} \quad (3.14)$$

Despejando V_0 de la ecuación anterior:

$$V_0 = \frac{1500}{(.07) (20) 4^{\frac{873-363}{873+363}}} \quad (3.15)$$

Resolviendo

$$V_0 = 649.1598 \text{ cm}^3 \quad (3.16)$$

Teniendo que el volumen desplazado es:

$$V_0 = \frac{B^2}{4} \pi L \quad (3.17)$$

Donde:

B= diámetro del pistón

L= carrera

Definiendo el diámetro del pistón de 9.5 cm, determinamos la carrera.

$$L = \frac{V_0}{\frac{B^2 \pi}{4}} \quad (3.18)$$

Sustituyendo valores:

$$L = \frac{649.1598}{\frac{9.5^2 \pi}{4}} = 9.1583 \text{ cm} \quad (3.19)$$

Al ser esta la primera iteración, se procedió a determinar el valor del espacio muerto de la cámara de trabajo, para de esta manera obtener la constante necesaria del resorte para evitar colisiones del desplazador llegar al rango de trabajo que se fijó como objetivo anteriormente. En esta etapa del proceso sólo se tomó en cuenta la acción del resorte de aire, para determinar si era necesaria la implementación de un resorte adicional.

Si sabemos que:

$$f = \frac{\sqrt{K/M}}{2\pi} = 20 \text{ Hz} \quad (3.20)$$

Debido a que aún se tienen dos variables en la ecuación, se definirá una masa de 5 kg para poder obtener un valor de la constante del resorte. Determinamos la constante del resorte.

$$K = M (2f\pi)^2 \quad (3.21)$$

Sustituyendo valores

$$K = 5 (40 \pi)^2 = 78.9 \text{ KN/m} \quad (3.22)$$

Una vez obtenida la constante del resorte. Se procedió a calcular el volumen del espacio muerto. Y considerando que $K = K_g$.

$$K_g = \frac{\gamma P_m A^2}{V_m} = 78.9 \text{ KN/m} \quad (3.23)$$

Sustituyendo valores y despejando:

$$V_m = \frac{.02}{.012} \frac{4 \left(\frac{9.5^2 \pi}{4}\right)^2}{78.9} = 848.45 \text{ cm}^3 \quad (3.24)$$

Definiendo el V_m :

$$V_m = \text{Volumen muerto} + \frac{V_0}{2} \quad (3.25)$$

Sustituyendo y despejando el Volumen muerto:

$$Volumen\ muerto = 848.45 + \frac{649.1618}{2} = 1173\ cm^3 \quad (3.26)$$

Análisis de primer orden

Teniendo en cuenta la ecuación de trabajo, la cual se puede expresar como

$$W = W_c + W_e \quad (3.27)$$

Donde:

$$W_c = \oint P\ dV_c \quad (3.28)$$

$$W_e = \oint P\ dV_e \quad (3.29)$$

Gustav Schmidt publicó un análisis en 1871 con el cual obtenía una solución a estas ecuaciones para el caso especial de variaciones de volumen sinusoidales en los espacios de expansión y compresión.[1]

$$V_e = V_{swe}(1 + \cos \theta)/2 \quad (3.30)$$

$$V_c = V_{swc}(1 + \cos(\theta + \alpha))/2 \quad (3.31)$$

Donde

V_{swe} = Volumen barrido de expansión,

V_{swc} = Volumen barrido de compresión.

α = Ángulo de desfase.

θ = Ángulo de la manivela

Con estas ecuaciones podemos resolver las ecuaciones 3.28 y 3.29 .

$$W_c = \oint P\ dV_c = \int_0^{2\pi} P \frac{dV_c}{d\theta} d\theta \quad (3.32)$$

$$W_e = \oint P dV_w = \int_0^{2\pi} P \frac{dV_e}{d\theta} d\theta \quad (3.33)$$

$$\frac{dV_c}{d\theta} = -\frac{1}{2} V_{swc} \sin\theta \quad (3.34)$$

$$\frac{dV_e}{d\theta} = -\frac{1}{2} V_{swe} \sin\theta \quad (3.35)$$

De la ecuación de gas ideal sabemos

$$M = \frac{PV}{RT} \quad (3.36)$$

Tomando en cuenta que la masa en el motor siempre es la misma.

$$M = M_c + M_e + M_r \quad (3.37)$$

Sustituyendo las masas de la ecuación de gas ideal y despejando la presión.

$$P = \frac{MR}{\left(\frac{V_c}{T_h} + \frac{V_e}{T_k} + \frac{V_r \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{T_h - T_k}\right)} \quad (3.38)$$

Sustituyendo las ecuaciones 3.34, 3.35 y 3.37 en 3.32 y 3.33 es posible obtener una expresión en términos de θ .

$$W_c = \int_0^{2\pi} \frac{MR}{\left(\frac{V_{swc}(1+\cos(\theta+\alpha))}{2T_h} + \frac{V_{swe}(1+\cos\theta)}{2T_k} + \frac{V_r \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{T_h - T_k}\right)} \left(-\frac{1}{2} V_{swc} \sin\theta\right) d\theta \quad (3.39)$$

$$W_e = \int_0^{2\pi} \frac{MR}{\left(\frac{V_{swc}(1+\cos(\theta+\alpha))}{2T_h} + \frac{V_{swe}(1+\cos\theta)}{2T_k} + \frac{V_r \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{T_h - T_k}\right)} \left(-\frac{1}{2} V_{swe} \sin\theta\right) d\theta \quad (3.40)$$

Con estas dos ecuaciones es posible evaluar el trabajo en un ciclo resolviendo la integral, después de hacer este análisis será más factible evaluar la capacidad del motor de convertir calor en trabajo y de la cantidad de calor que se le puede ser suministrado.

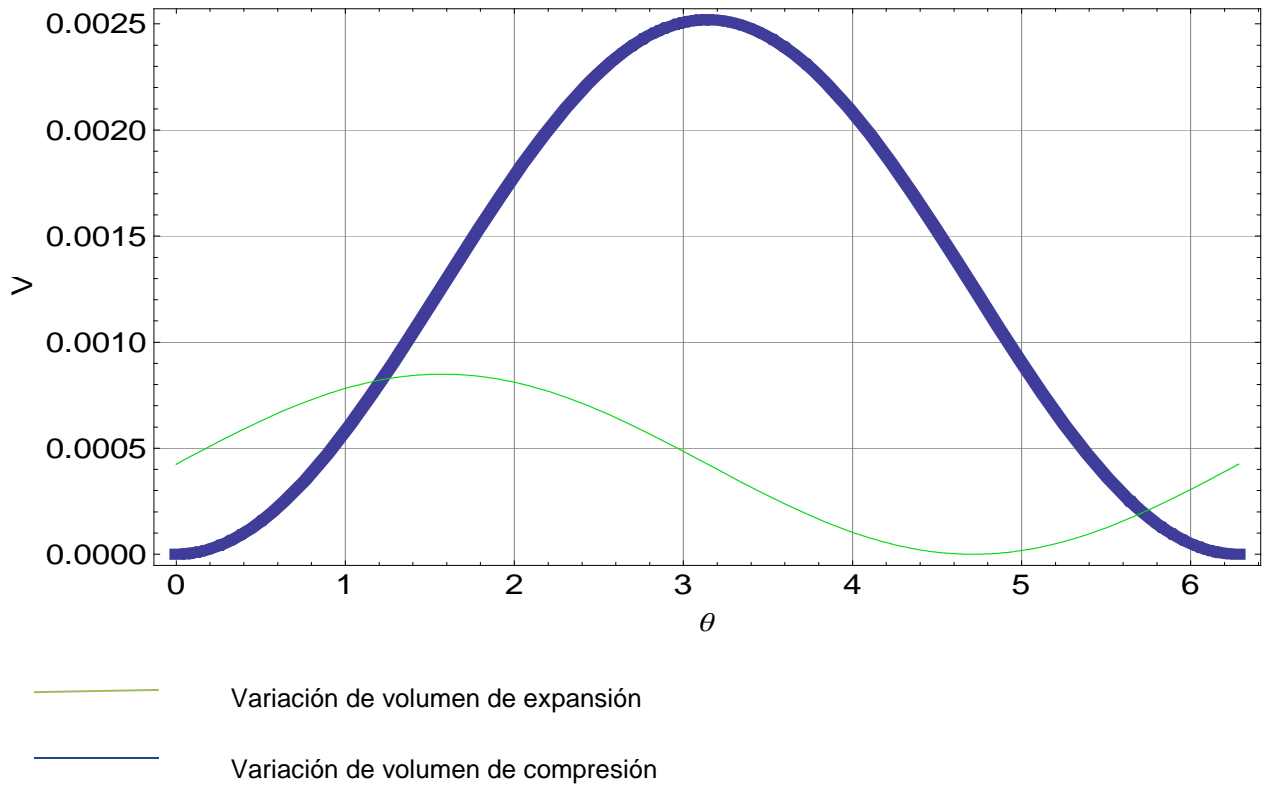


Fig 3.3 Variación de los volúmenes de expansión y compresión (Análisis de Schmidt)

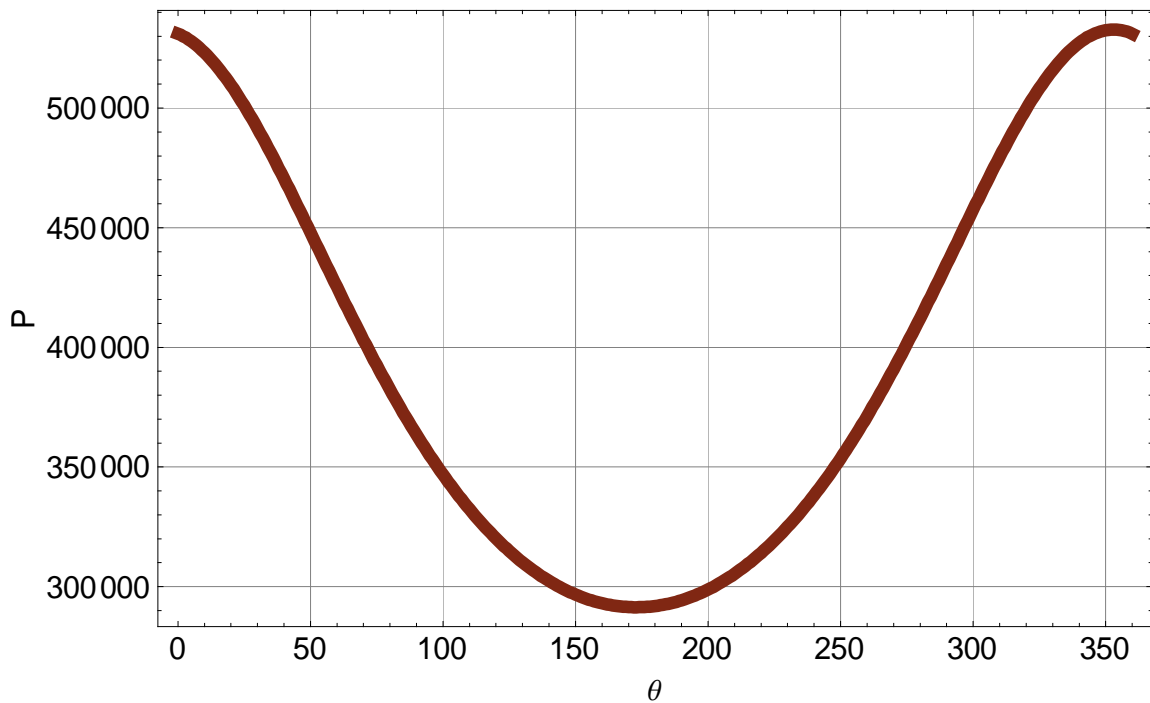


Fig 3.4 Variación de la Presión en el ciclo

Resolviendo las integrales con ayuda de un programa creado en *Wolfram Mathematica*, que resuelve la integral mediante sumas de Riemann, se obtiene el trabajo del sistema, así mismo se puede obtener la eficiencia térmica del ciclo. El análisis también ayuda a obtener un perfil de presiones, el cual es necesario para poder hacer una simulación dinámica del sistema..

Otro factor importante que se considera en este análisis es la temperatura en cada área del motor, la cual podemos obtener a partir de la frecuencia, pues el coeficiente de convección es dependiente de la frecuencia, que a su vez es dependiente de la frecuencia del motor, por lo que es importante realizar la simulación dinámica para poder confirmar los valores que se han estado utilizando.

Código del programa del Análisis de primer orden.

```

Clear[θ1,θ3];
Th=773;
Tc=363;
vk=.0015;
vc=c1*(A1-A1*Cos[θ1])/2;
c1=.09;
c2=.040;
θ3=θ1+90*Degree;
vhe=c2*(A2-A2*Cos[θ3])/2;
M=.25;
vr=.001;
vh=.002;
R=18;
A1=.028;
A2=.01887;
vt=vh+vr+vc+vhe+vk
Jk= mc+mk+mh+mhe+mr-M;
mc= (p*vc)/(R*Tc);
mk=(p*vk)/(R*Tc);
mh=(p*vh)/(R*Th);
mhe=(p*vhe)/(R*Th);
mr=(2*p*vr)/(R*(Th+Tc));
Plot[{vc,vhe},{θ1,0*Degree,360*Degree},Frame→True,
FrameLabel→{"θ","V"},
PlotStyle→{AbsoluteThickness[10],RGBColor[0.0117647,
0.854902, 0.0745098]},
ImageSize→900,GridLines→Automatic,

```

```

BaseStyle→{24,FontFamily→"Arial"}]
vco[0]=c1*A1+.00000005;
vhea[0]=c2*(A2);
For [i=0,i≤ 360,i++,
  θ1=i*Degree;
  vco[i+1]=vc;
  vhea[i+1]=vhe;
  dvh[i]=vhea[i]-vhea[i+1];
  dv[i]=vco[i]-vco[i+1];
  Pt[i]=Solve[{Jk==0},{p}]/Flatten];
Wor=0;
Wor2=0;

For [i=1,i≤ 359,i++,
  Work[i]=((p/.Pt[i])+(p/.Pt[i+1]))/2*dv[i];
  Work2[i]=((p/.Pt[i])+(p/.Pt[i+1]))/2*dvh[i];
  Wor=Wor+Work[i];
  Wor2=Wor2+Work2[i]]
Wor
Wor2
worto=Wor+Wor2;
eff=worto/Wor
θ1=90*Degree;
Presión=Table[{i,p/.Pt[i]},{i,0,360}];

ListPlot[Presión,
  Frame→True, FrameLabel→{"θ","P"},
  PlotStyle→{AbsoluteThickness[10],RGBColor[0.5, 0.154902,
0.0745098]},
  ImageSize→900,GridLines→Automatic,
  BaseStyle→{24,FontFamily→"Arial"},
  Joined→True]

```

Capítulo IV

Simulación y

Resultados

4.1 Análisis isotérmico del motor Stirling

Para poder acercarse a valores reales fue necesario utilizar el programa del análisis de primer orden o análisis isotérmico para poder pronosticar la potencia del motor y encontrar los valores de desplazamiento de los componentes adecuados para que se busque la mayor potencia disponible.

De las ecuaciones del capítulo tres se puede partir para darle valores de entrada al programa y que obtenga los valores de trabajo, que aunados a la frecuencia darían la potencia del sistema. La frecuencia es un valor que depende de la presión, de la masa de los componentes, hasta del mismo gas, por eso es importante la parte dinámica que proporcionará esa información para poder obtener un valor de potencia que se parezca a la realidad.

Para la primera iteración se decidió dar un valor de presión media de ocho bares, que nos permitió obtener una masa de helio dentro del motor gracias a la ecuación de gas ideal que fue aproximada mente de quinientos gramos, la constante del Helio es de $2 \text{ KJ}/(\text{kg K})$, el volumen del regenerador es de 400 cm^3 , dos volúmenes constantes correspondientes a cada una de las cámaras de 70 cm^3 cada una, un recorrido del pistón de 9 cm y un recorrido del desplazador de 4 cm. Estos datos, son valores de entrada que se estimaron en el capítulo tres con pequeñas variaciones.

Con los datos anteriores se encontró el trabajo de salida, el calor de entrada, la eficiencia del ciclo y el valor de la presión a cada instante. En esta iteración los resultados no fueron suficientemente satisfactorios, pues el trabajo fue de 32.95 [J], que no era suficiente para alcanzar la potencia necesaria.

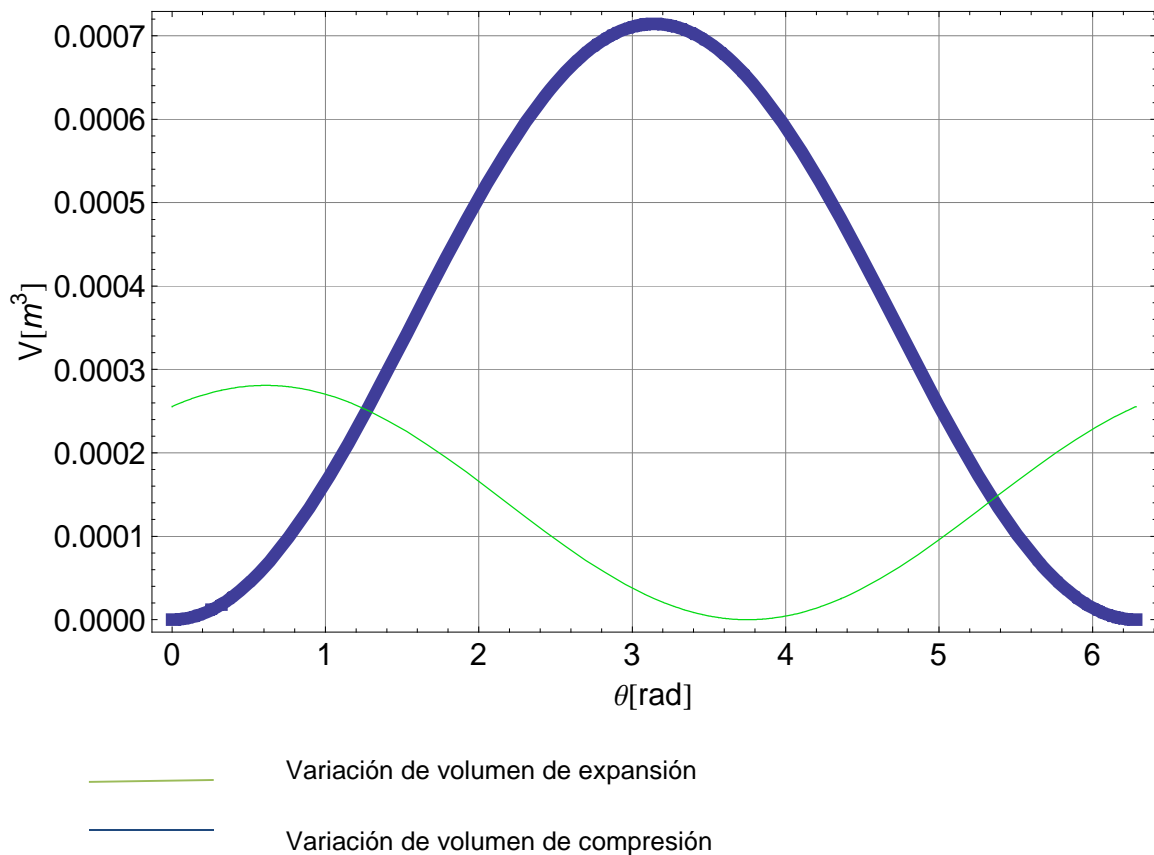


Fig 4.1 Primera iteración análisis de Schmidt volúmenes de cámara expansión (verde) y cámara de compresión (azul)

Con los resultados obtenidos en la iteración anterior, se modificó alguno de los parámetros para poder alcanzar el trabajo que se requiere. Para que el motor realice más trabajo, es necesario calentar mayor masa del gas, eso se puede alcanzar desplazando más masa a la zona de expansión. Para ello las opciones que se analizaron fueron aumentar la presión y aumentar el desplazamiento del desplazador. Debido a que si se aumenta el desplazamiento del desplazador se cambian menos parámetros, se decidió esta opción. Con ello se siguen manteniendo los valores de volumen obtenidos en el tercer capítulo.

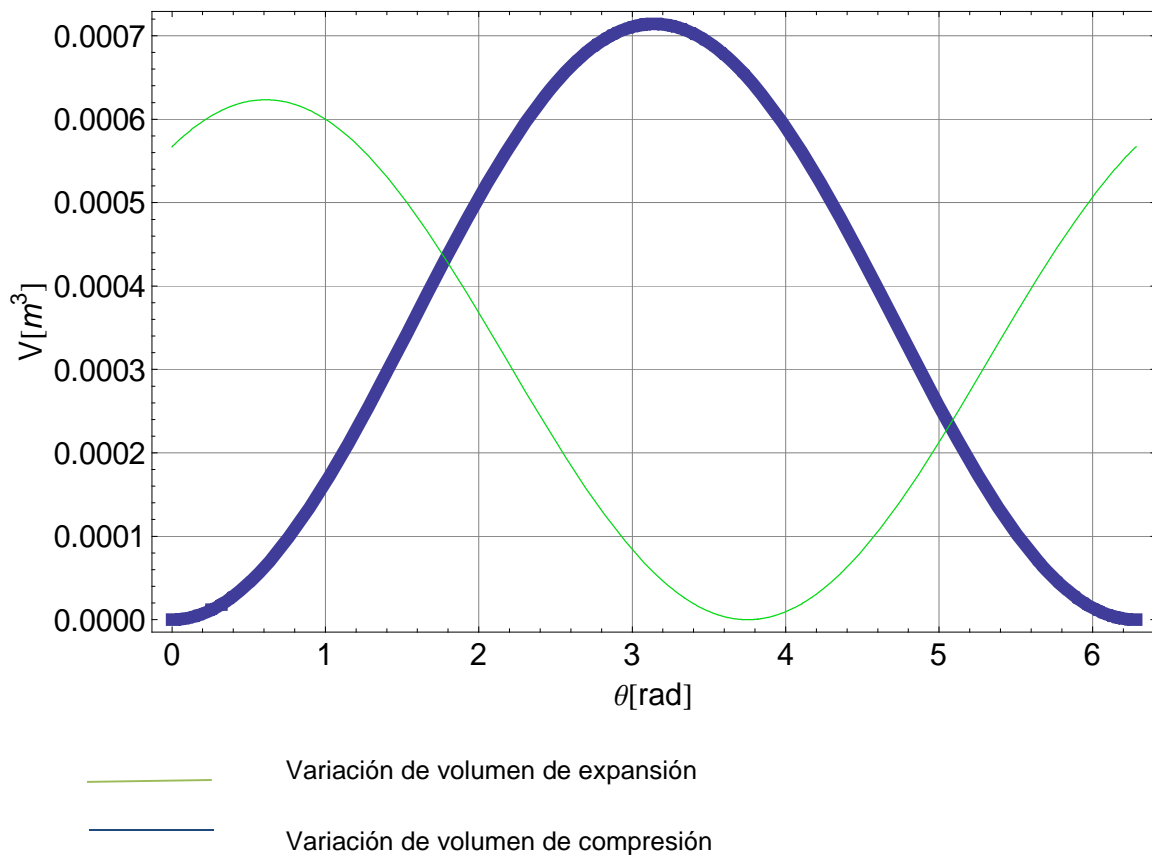


Fig 4.2 Grafica de volúmenes al aumentar el desplazamiento.

Se aumentó el recorrido del desplazador a 9 cm, con ello se aumentó el trabajo realizado por el motor, alcanzando el valor esperado, según lo que se requiere para poder utilizarlo en un sistema doméstico. El valor del trabajo es de 78 [J].

Al realizar satisfactoriamente el análisis isotérmico, se calculará la verdadera temperatura en la zona de expansión. Para ello se utiliza la expresión de la convección. Para ello se necesita un valor del coeficiente de convección válido, algo que es difícil de saber sin un experimento o una simulación con la ayuda de la dinámica de fluidos computacional. En este caso se utilizará un valor promedio que obtuvo Zhingang et al. [9], en donde en un intercambiador cilíndrico el valor promedio es de 2.1 [KW/(m^2K)] .

Sustituyendo la ecuación 2.19 con los datos del análisis tenemos:

$$145.3 = 2100 * .0098 \frac{(855.15 - Th)}{20}$$

Entonces se calcula el valor de la temperatura en el área de expansión, dando el flujo de calor del programa y la temperatura de la pared.

$$Th = 714 \text{ [K]}$$

Teniendo el valor de la temperatura, se vuelve a correr el análisis isotérmico para observar los cambios del flujo de calor, del trabajo y volver a calcular la temperatura al interior del área de expansión.

$$Q = 136.87 \text{ [J]}$$

$$W = 68.06 \text{ [J]}$$

$$Th = 722.6 \text{ [K]}$$

Dando como resultado final una temperatura en el área de expansión y un flujo de calor, el cual servirá para saber de qué tamaño sería el colector solar o la cantidad de combustible necesario para alcanzar la temperatura adecuada. Para esto es necesario calcular el calor perdido por el regenerador. Pudiendo alcanzar una efectividad del 80% del regenerador podemos obtener el flujo de calor hacia el motor para que alcance la potencia que se requiere.

4.2 Simulación dinámica del motor Stirling

Al hacer el análisis isotérmico fue posible obtener distintas presiones, que se transforman en cargas sobre el pistón y sobre el desplazador. Teniendo este perfil de presiones en sobre cada uno de los componentes es posible resolver el modelo dinámico con la ayuda de *Adams View*. El cual ayuda a resolver la ecuación diferencial del sistema dinámico y dar la respuesta del sistema a las diferentes sollicitaciones que se somete.

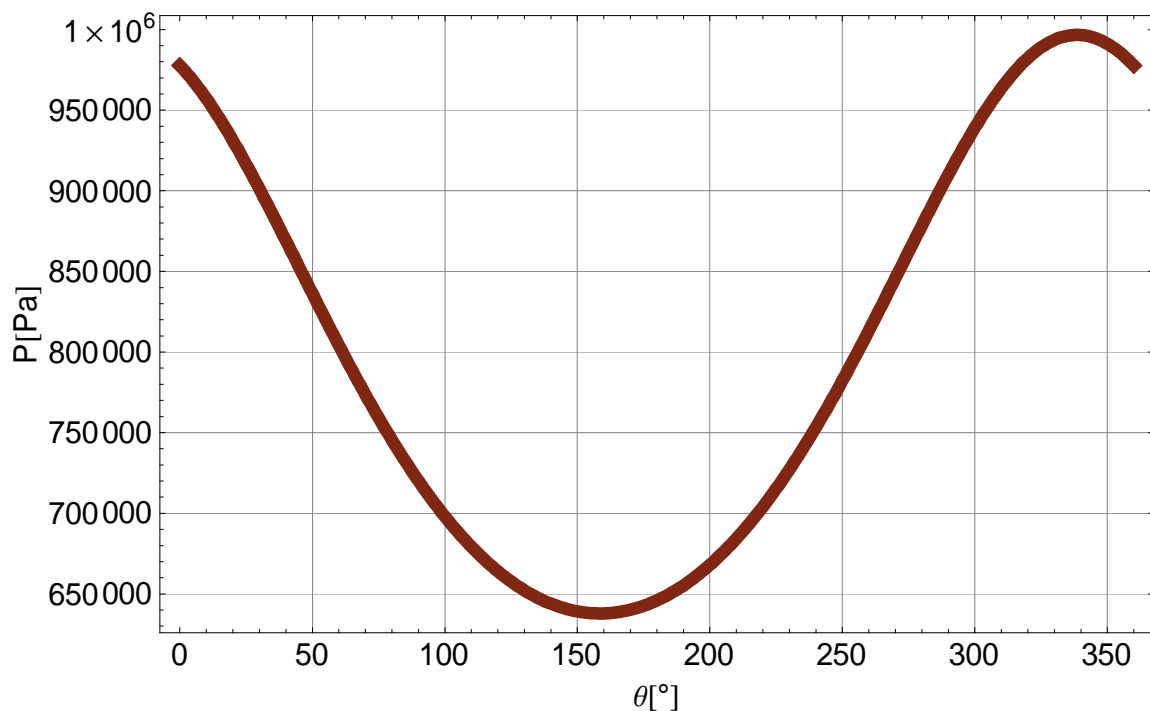


Fig 4.3 Perfil de presiones

Con esto también se pueden adecuar los parámetros que es posible modificar para dar un mejor rendimiento del motor. Estos parámetros son la precarga, la rigidez de los resortes, la masa del pistón y la masa del desplazador. Cabe señalar que se desprecian las caídas de presión por bombeo, la fricción y la gravedad. Las cuales se consideran después como pérdidas en el sistema y dar una potencia final que se espera muy cercana a la real.

Los parámetros del motor son masa del pistón y desplazador, coeficiente de rigidez del resorte, coeficientes de amortiguación y el perfil de presión obtenido en el análisis isotérmico. Las variables de salida que se buscan son, la frecuencia, ángulo de fase y el desplazamiento de los componentes.

El modelo consta de un resorte del pistón a tierra, otro del desplazador a tierra, la función de presión que depende de los volúmenes de expansión y de compresión, un amortiguador debido al gas entre el pistón y el desplazador. El pistón y el desplazador están restringidos, sólo tienen un grado de libertad de traslación en el eje y. Se utilizó la función de presión 3.39, para la fuerza que ejerce el gas en el

pistón y el desplazador. Tomando en cuenta el área del pistón y el desplazador, se pudo introducir la fuerza que el gas ejerce en cada uno de estos dos componentes a partir de la función de presión.

Los datos de entrada son:

Masa pistón	9 [kg]
Masa del desplazador	3.3 [kg]
Rigidez del resorte del pistón	76.9 [N/mm]
Rigidez del resorte del desplazador	86.478 [N/m]
Coeficiente de amortiguación entre el pistón y el desplazador.	8 [Nm/s]

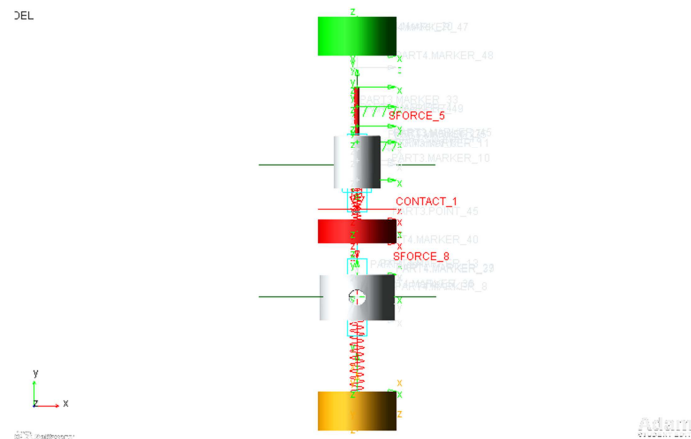


Figura 4.4 modelo dinámico en Adams

Debido a que *Adams* utiliza métodos numéricos para obtener el resultado del modelo, es importante conocer el número de pasos necesarios para llegar a una convergencia. Para ello es necesario comenzar con un número de pasos bajo y empezar a aumentar el número de pasos hasta encontrar una convergencia. El número de pasos tiene que ser mayor al número de ciclos por segundo, pues no sería lógico pensar que se llega a conocer el comportamiento del modelo en

menos de una iteración por ciclo. Es por eso que se eligió 500 pasos en 5 segundos para iniciar con el proceso de convergencia del modelo.

Para el siguiente análisis se eligió disminuir el número de pasos para observar que se llegaría a una convergencia. Con 400 pasos el modelo tuvo un comportamiento completamente diferente. Es por ello que se hizo un análisis con 800 pasos observando una discrepancia enorme entre los análisis. Para el siguiente análisis se usaron 1500 pasos, 2000 pasos observando una convergencia, se fue aumentando el número de pasos hasta alcanzar 5000 pasos en esos mismos 5 segundos, con los cuales podemos decir que el modelo encuentra una convergencia con el menor tiempo de cómputo empleado para ello.

Teniendo en cuenta esto se procede a obtener y analizar los resultados obtenidos en el modelo dinámico.

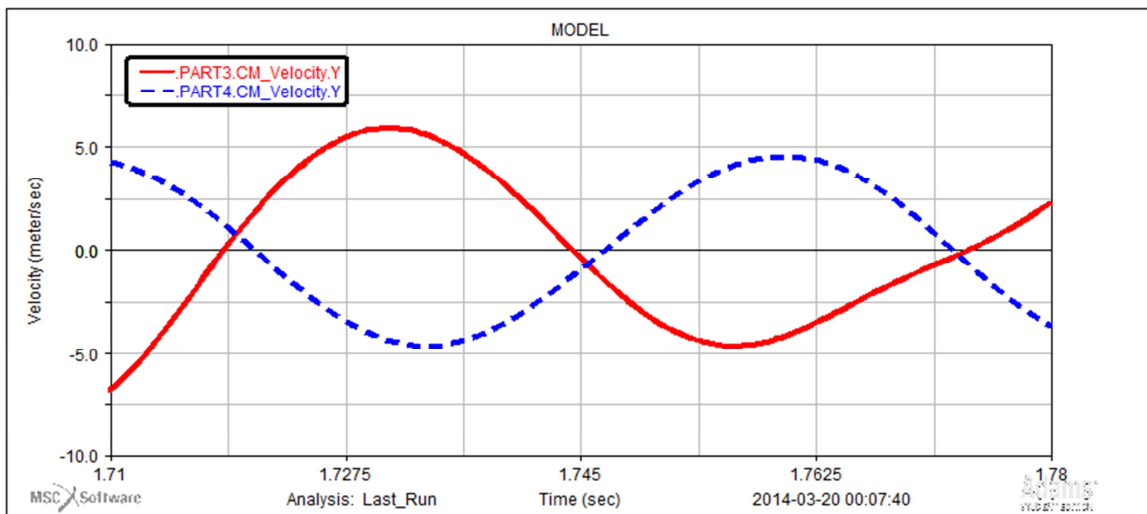


Figura 4.5 Desfase entre los componentes

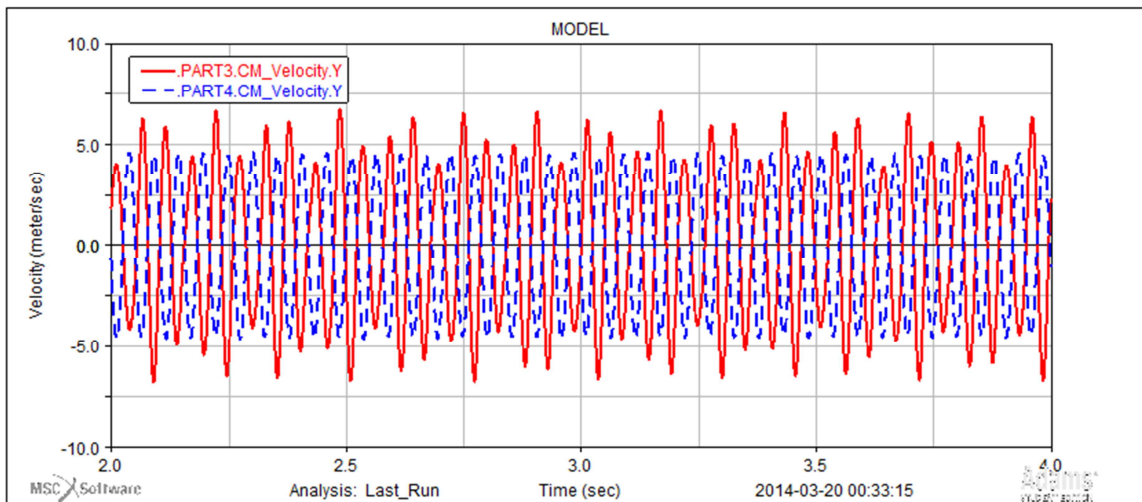


Figura 4.6 Comportamiento dinámico del motor

En la gráfica 4.6 se observa que se alcanza una frecuencia de aproximadamente 18.5 Hz. Esta frecuencia da una visión de la potencia que el motor entregará junto con el análisis de Schmidt.

Del análisis de Schmidt se estima que por ciclo el motor entrega 68.06 [J] de trabajo y se sabe que el motor realiza 18.5 ciclos por segundo, gracias a la simulación dinámica. Con esto es posible decir que el motor entregaría una potencia de 1259.11 [W]. Entre otros factores que se necesitan para poder relacionar los dos modelos, es el desplazamiento de los componentes, pues podemos rectificar que el volumen desplazado es el adecuado para que el motor realice el trabajo necesario por ciclo.



Figura 4.7 Desplazamiento del desplazador

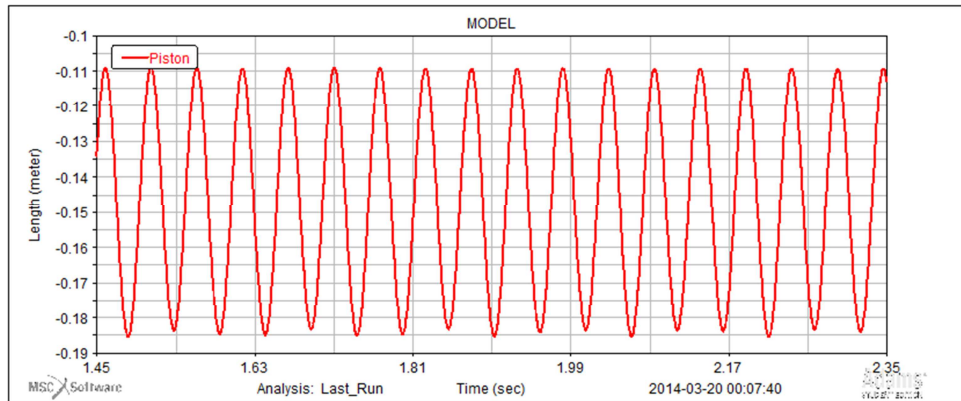


Figura 4.8 Desplazamiento del pistón

Como se puede observar en las gráficas anteriores, los desplazamientos son muy parecidos a los que se propusieron en el análisis isotérmico. Por lo que se tomarán como válidos los parámetros con los que se puede decir que la potencia indicada del motor es alrededor de 1260 [W]. Restándole a este valor las pérdidas por bombeo, se puede obtener una potencia cercana a la de salida, aunque aún se tendrían que tomar en cuenta las pérdidas por fricción y por fugas, esperando poder minimizarlas, pues son muy complejas de calcular ya que dependen de factores que difícilmente pueden ser calculados y añadidos al modelo.

4.3 Pérdidas por bombeo

En esta sección se analizarán las pérdidas por bombeo, que se tienen en el regenerador. Según Z Li et al. [10] para tener un regenerador con una efectividad casi perfecta, el coeficiente de fricción C_{ref} es de 3.75. Con este valor se calcula la pérdida por bombeo con la ecuación 2.35.

$$\Delta P = \frac{-2C_{ref} \mu u V_r}{d^2 A}$$

$$u = \Delta V_c * 2f / A_c = .0007 * 37 / .0078 = 3.32 \text{ [m/s]}$$

$$V_r = .0004 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$A_r = .0003 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$\mu = 2.7 \times 10^{-5} \text{ [kg/ m*s]}$$

$$d = 4 \frac{V}{A_m g}$$

$$A_m g = 0.01257 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$d = 0.127 \text{ [m]}$$

por lo tanto

$$\Delta P = 2058.4 \text{ [Pa]}$$

El trabajo perdido es entonces

$$W = 1.44 \text{ [J]}$$

Y la potencia perdida por bombeo es de 53.3 [W], lo cual deja una potencia de aproximadamente 1205.81 [W], que se espera suficiente para poder usar el motor en algún hogar, tomando en cuenta que aún existen otras irreversibilidades como la fricción y las fugas.

Capítulo V

Diseño del motor

Stirling de pistón

libre

Partiendo de los análisis expuestos en los capítulos tres y cuatro, se comenzó con el diseño de los diferentes componentes del motor Stirling de pistón libre. Estos análisis son importantes para dimensionar el motor, conociendo factores como la energía que entra al sistema, las pérdidas del sistema y la eficiencia térmica del mismo. De igual manera es importante tomar en cuenta diversas características en la zona de expansión, zona de compresión, en pistón y desplazador.

A lo largo de este trabajo se han mencionado diversas expresiones obtenidas de la experiencia, en consecuencia nos habla de que muchos de los diseños actuales están basados en experiencia, es por ello que se pretende realizar el diseño basándose en estos métricos, validándolos de manera analítica. Ésta validación fue útil para reiterar el diseño y desarrollar una propuesta más robusta.

5.1 Diseño de la cámara de expansión

La cámara de expansión es el lugar donde se da el intercambio de calor de la fuente de energía. Es por ello que se deben tener en cuenta diversos factores, como propiedades mecánicas y puntos de fusión, etc. Por lo que se tomaron en cuenta diversos materiales para la cámara.

Para seleccionar el material, se realizó una matriz de decisión

	Resistencia	Temperatura de fusión	Conductividad térmica	Total
Bronce UNS C22000 (90-10 Bronze)	3	2	3	8
Cobre UNS C81500	3	3	3	9
Aluminio T6061 T6	3	1	3	7

Tabla 5.1

Los valores otorgados a los materiales se realizaron de acuerdo a sus propiedades, las cuales están especificadas en las tablas de materiales que se encuentran en el apéndice.

De la ponderación hecha en la matriz de decisión, se obtiene que la mejor opción es usar Cobre.

El diseño de la cámara caliente es el siguiente:

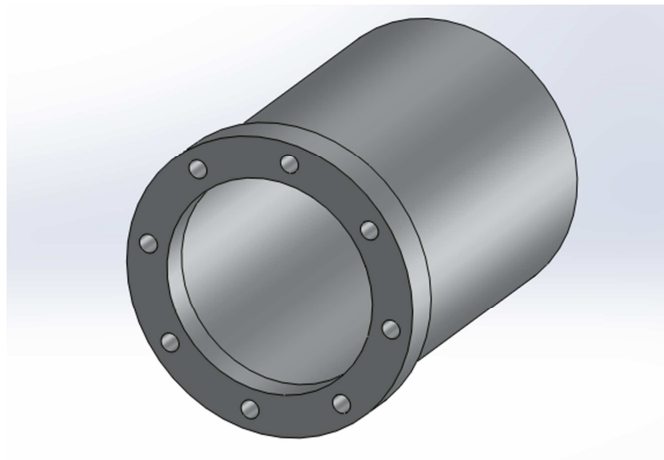


Figura 5.1 Cámara de expansión

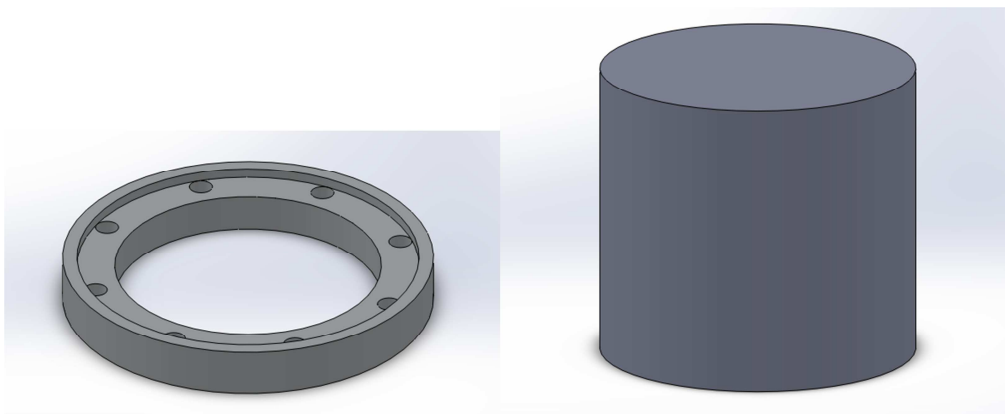
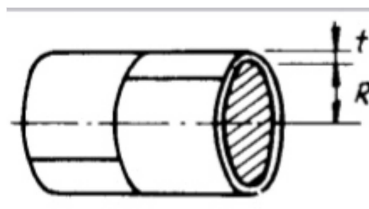


Figura 5.2 Componentes de cámara de expansión

Se propone que esta cámara sea de dos piezas, una maquinada para poder ser ensamblada y otra un embutido unidas por un cordón de soldadura, la cámara cuenta con un diámetro interior de 14 cm y una longitud de 17 cm, la brida cuenta con ocho barrenos roscados M10 con paso de 1 mm, se propone ésta medida ya que es una medida comercial, la cantidad de puntos de sujeción de esta parte es con el fin de tener un mejor sellado del motor.

Un aspecto importante en el diseño de esta pieza es la transferencia de calor, la mejor manera para mejorar la transferencia es reducir el espesor de pared al mínimo, manteniéndolo lo suficientemente grueso para poder trabajar a las presiones que se necesitan para hacer el motor más eficiente.

Para poder calcular el espesor mínimo de un recipiente a Presión, se utiliza la siguiente expresión, donde:



$$t = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - .6 P} \quad [14] \quad (5,1)$$

Donde:

T= Espesor de pared

P= Presión de diseño

E= eficiencia de las uniones

S= Esfuerzo de cedencia

Mediante el perfil de presiones obtenido en el capítulo 4, se sabe que la presión máxima estimada es de 10 bar, por lo que la presión de diseño será 3 veces este valor, de igual manera el radio propuesto de la cámara es de 7 cm. De igual manera en este caso al ser recipiente de fundición, el coeficiente de las uniones es de 0.85 por el cordón de soldadura. Según la tabla de las propiedades mecánicas del cobre, el esfuerzo de cedencia es de 275 MPa.

Sustituyendo valores:

$$t = \frac{3 [MPa]*7[cm]}{275 [MPa]*0.85 - .6*(3 [MPa])} = .09053 [cm] \quad (5,2)$$

Debido a estos resultados se determinó que se utilizaría un calibre 18 de lámina de cobre, que equivale a un espesor de 1.2 mm.

5.2 Diseño del Desplazador

El desplazador es un elemento muy importante, pues permite transferir la masa de aire de una cámara a otra, por lo que al estar en la sección más caliente del motor, se decidió utilizar bronce para este componente, al no necesitar que el coeficiente de conducción térmica sea tan grande. También fue importante el considerar un componente extra para poder colocar el desplazador y de esta manera tuviera su propia corredera, siendo del mismo material esta corredera.

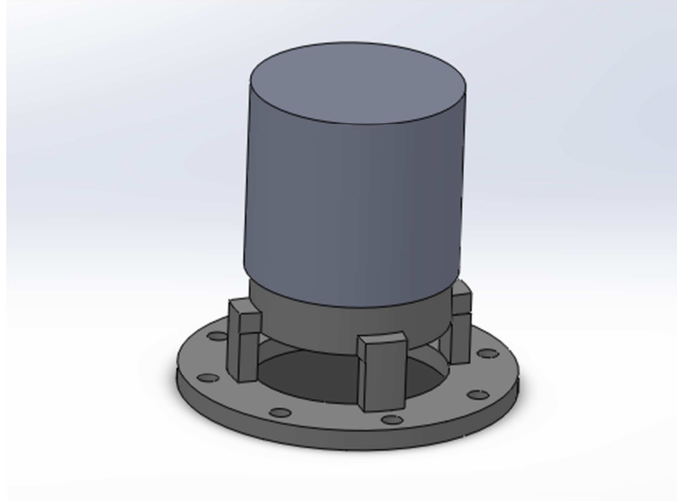


Figura 5.3 Desplazador

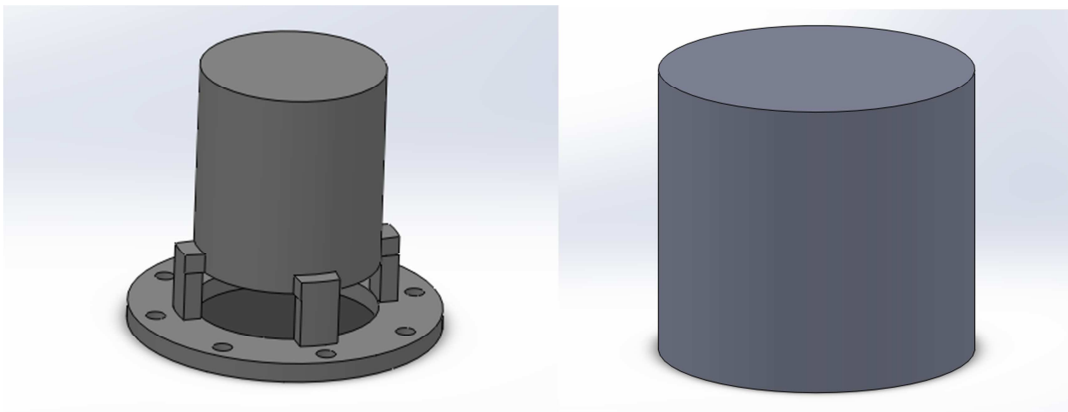


Figura 5.4 Piezas de desplazador

La geometría de la corredera es así, ya que debe permitir el flujo de aire de una sección del motor a otra. La longitud de la corredera permite que la carrera del desplazador sea de aproximadamente 10 cm. De igual manera esta pieza se diseñó para poder alojar al regenerador en la parte inferior de ésta.

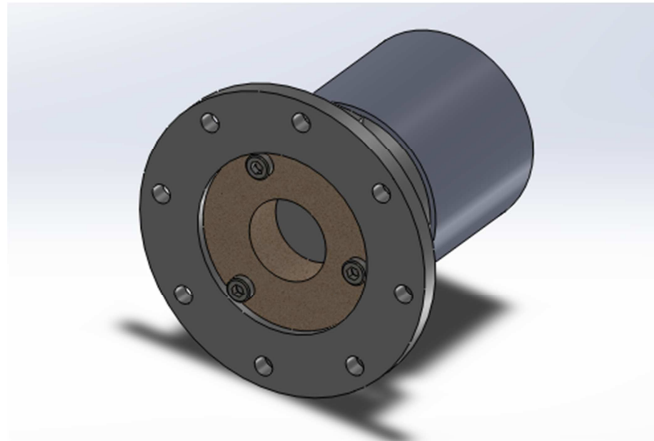


Figura 5.5 Alojamiento del regenerador

5.3 Diseño de la cámara de compresión

Para el diseño de la cámara de compresión, es importante conocer el desplazamiento del pistón, con el objeto de evitar colisiones aunque al mismo tiempo se busca el menor espacio muerto posible, además de un flujo adecuado del fluido de trabajo.

Para seleccionar el material de la cámara se realizó una matriz de decisión

	Resistencia	Temperatura de fusión	Conductividad térmica	Total
Bronce UNS C22000 (90-10 Bronze)	3	2	3	8
Cobre UNS C81500	3	1	3	7
Aluminio T6061 T6	3	3	3	9

Tabla 5.2

Los valores otorgados a los materiales se realizaron de acuerdo a sus propiedades, las cuales están especificadas en las tablas de materiales que se

encuentran en el apéndice. En este caso el aluminio es más útil, ya que no buscamos que la temperatura de fusión no sea tan alta.

En la figura que sigue podemos apreciar la cámara, como sabemos en la cámara de expansión se lleva a cabo la extracción de calor, por lo que para mantener la temperatura de la cámara estable, se hará circular refrigerante por un tubo alrededor de la cámara.



Figura 5.6 Cámara de Expansión

Esta cámara fue pensada en 3 piezas, dos bridas maquinadas y un cilindro maquinado, unidos por cordones de soldadura.

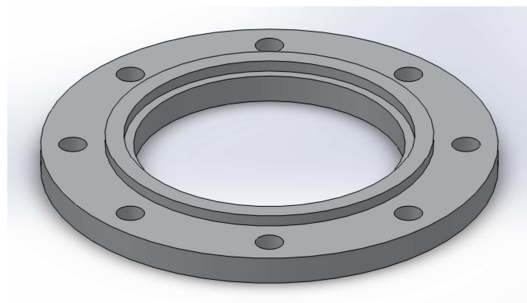
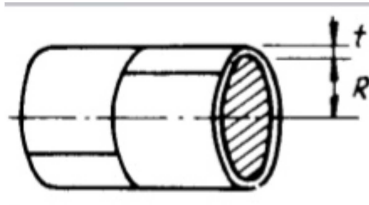


Figura 5.7 Brida de la cámara de Expansión

Para poder tener un espesor de pared delgado y así tener una mejor transferencia de calor, nuevamente se utiliza la siguiente expresión, donde:



$$t = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0.6 P} \quad [16] \quad (5,3)$$

Donde:

T= Espesor de pared

P= Presión de diseño

E= eficiencia de las uniones

S= Esfuerzo de cedencia

Mediante el perfil de presiones obtenido en el capítulo 4, se sabe que la presión máxima estimada es de 10 bar, por lo que la presión de diseño será 3 veces este valor y el radio propuesto de la cámara es de 4.75 cm. De igual manera en este caso al ser recipiente de fundición, el coeficiente de las uniones es de 0.85 por el cordón de soldadura. Según la tabla de las propiedades mecánicas del cobre, el esfuerzo de cedencia es de 262 MPa.

Sustituyendo valores:

$$t = \frac{3 \text{ [MPa]} * 4.75 \text{ [cm]}}{262 \text{ [MPa]} * 0.85 - .6 * 3 \text{ [MPa]}} = .06450 \text{ [cm]}$$

Debido a estos resultados se pensó que se utilizaría un espesor aproximado de 1 mm. Sin embargo esta pieza está sometida a desgaste, por lo que se propuso tener un espesor de 3mm.

5.4 Diseño del regenerador

Para el diseño del regenerador se seleccionó como material espuma cerámica a base de carburo de silicio, ya que necesitamos un material que tenga una baja conducción térmica. De igual manera este componente nos debe servir como capacitor térmico, por lo que la selección es la más adecuada para la función que debe cumplir.

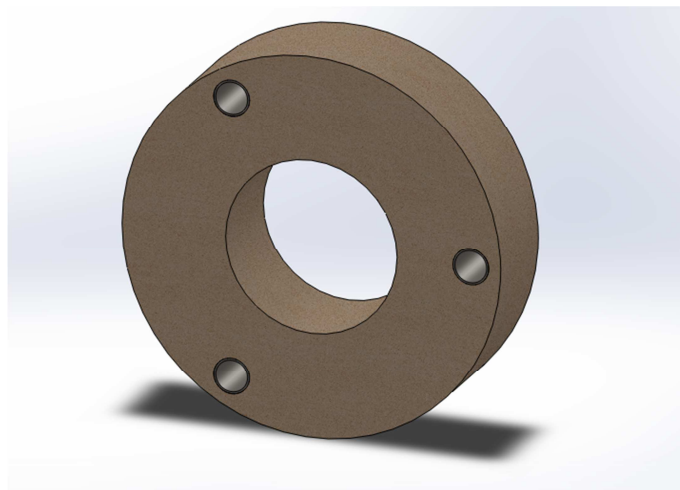


Figura 5.7 Regenerador con pernos, para poder ser atornillado.

5.5 Diseño del pistón y la biela

El pistón tiene un diámetro de 9.5 cm, en aluminio, pues está alojado en la cámara de baja temperatura, se acopla a la biela mediante un perno, ya que es un método de anclaje muy común y efectivo. Al ser este componente el que realiza las carreras de trabajo, es importante tener un buen sello con la cámara y se debe pensar en la lubricación.

La gran ventaja de este tipo de motores es que no necesitan lubricarse con aceite, sino que el mismo fluido de trabajo puede ser el lubricante, con lo que el sello no tiene que evitar el paso de lubricante a la zona de trabajo y sólo tiene que evitar fugas del fluido de trabajo.

Aunque el uso de lubricación con el gas de trabajo limita el uso de sellos convencionales de goma, se pueden usar sellos de tolerancia cerrada con poca fricción. Por lo que se optó por un sello de aluminio anodizado. La propuesta de sello se muestra en la figura siguiente.

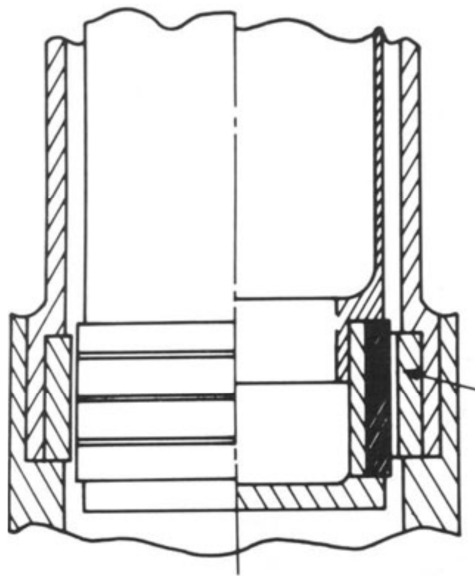


Figura 5.8 Ejemplos de sellos de tolerancia cerrada. [12]

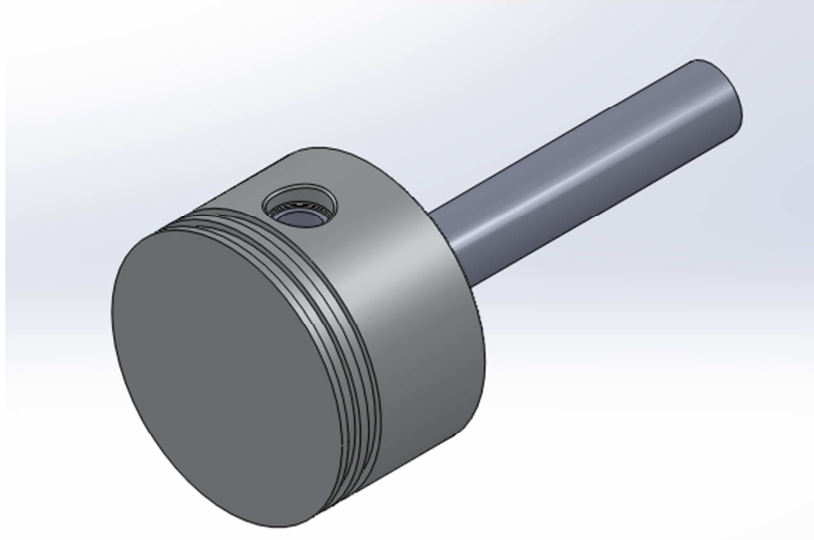


Figura 5.9 Ensamble pistón y biela.

5.6 Ensamble completo

Esta propuesta trata de tener geometrías simples y busca que los componentes sean de fácil manufactura y que se le pueda dar servicio al motor de una manera sencilla.

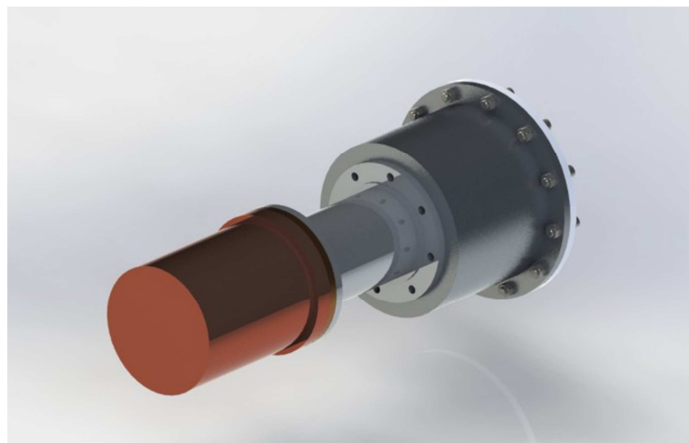


Figura 5.10 Ensamble Completo.

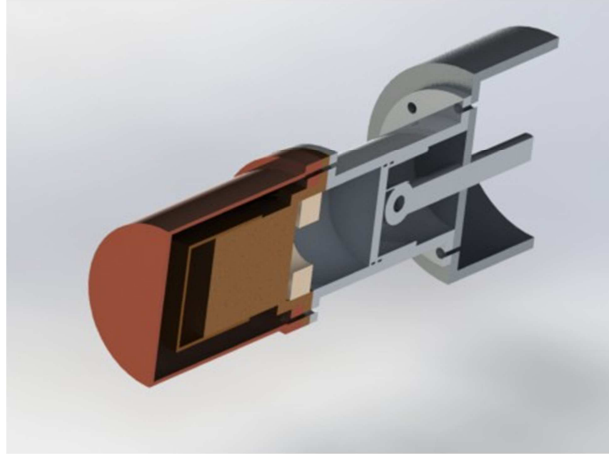


Figura 5.11 Vista de corte longitudinal de ensamble Completo

Esta configuración es muy útil, ya que nos permite instalarlo fácilmente para poder funcionar con un colector solar o con un quemador de biomasa o biogás.

Conclusiones y
recomendaciones
para futuros
proyectos.

Conclusiones

Al término de este proyecto podemos concluir, que este tipo de dispositivos de generación eléctrica son una opción viable, a causa del encarecimiento de la energía. Debido a su bajo costo de mantenimiento, la versatilidad de las máquinas de combustión externa, que en el día puede trabajar sin ningún problema con la luz del sol, y por la noche puede trabajar con cualquier combustible, ya sea derivado del petróleo o alguna fuente alterna como lo es la biomasa o el gas natural, entre otras.

De igual manera el plantear un procedimiento para el diseño de este tipo de máquinas es importante, ya que a pesar de que tienen aproximadamente 90 años de existir, no son muy conocidas por la gente y a veces hasta por los ingenieros. Este es un proceso muy completo, pues comienza desde plantear el ciclo termodinámico, analizar la transferencia de calor, pasa por el análisis dinámico, la simulación dinámica, el diseño a detalle del motor y la validación de nuestro diseño con un análisis mediante la ayuda de la dinámica de fluidos computacional.

La última etapa de validación a la que no llegamos es la construcción del prototipo, sin embargo el principio de funcionamiento de este tipo de motores está demostrado. En caso de que se construyera el prototipo sería ideal realizar las pruebas necesarias, para poder cotejar los cálculos contra la operación real y determinar el porcentaje de error que se tiene al hacer las estimaciones.

Al recapitular todos los tópicos vistos en este proyecto se puede observar lo completo que es, puesto que hace uso de los principales conocimientos que se deben adquirir en la carrera de ingeniería mecánica, como lo son conocimiento de dinámica, termodinámica, transferencia de calor, mecánica de los materiales, diseño de elementos de máquinas, dinámica de fluidos y lo más importante que se

adquiere a lo largo de la formación profesional, que es el criterio y la capacidad de resolver problemas de una manera ingenieril.

Recomendaciones para futuros proyectos

La principal recomendación para proyectos futuros es la construcción del prototipo, ya que al llevar a cabo la manufactura y tener un motor que trabajando permite conocer más del tema dando experiencia y permite encontrar áreas de mejora. Mediante la instrumentación se tienen datos reales de las temperaturas de operación, eficiencias y por supuesto la posibilidad de mover los parámetros para aumentar la eficiencia del motor y refinar el diseño de este.

Como observación, al referirse a la construcción del prototipo, especificar que es indispensable que la manufactura sea de precisión, pues es indispensable que los sellos y la capacidad de compresión del motor sea la diseñada, ya que si no es de esta manera, no es representativo. Y que a pesar de que dentro de nuestra formación como ingenieros tenemos conocimientos de manufactura y sabemos del uso de equipo de control numérico para la manufactura, es recomendable que se manufacture por gente experta, que nos permita alcanzar los estándares necesarios para que el prototipo sea tan bueno como su diseño.

De igual manera es importante que se lleve a cabo un proyecto paralelo donde se diseñe un colector solar para este motor así como un quemador de biogás o biomasa entre otras fuentes de energía para poder tener el sistema completo. Otro proyecto indispensable es el diseño del alternador o la selección apropiada de este para poder convertir ese trabajo que tenemos a la salida del motor en una fuente de energía eléctrica.

Bibliografía

1. Ohio University, Stirling Cycle Machine Analysis [web en línea]. Disponible desde Internet en: <<http://www.ohio.edu/mechanical/stirling/me422.html>> [Con acceso el 17 de junio de 2013].
2. Stirling International, Stirling Engine - Inventor [web en línea]. Disponible desde Internet en: <<http://www.stirlinginternational.org>> [Con acceso el 15 de octubre de 2013].
3. Organ, Allan. Woodhead .The air engine, Stirling cycle for a sustainable future. Publishing Limited. England. 2007.
4. Vineeth CS .Stirling Engines: A beginners guide.. Thiruvananthapuram College of Engineering. 2008.
5. Organ AJ. The regenerator and the Stirling engine. London: MEP; 1997.
6. Kongtragool B, Wongwises S. Investigation on power output of the gamma-configuration low temperature differential Stirling Engines. Renewable Energy 2005;30:465-476.
7. Karabulut H. Dynamic analysis of a free piston Stirling engine working with closed and open thermodynamic cycles. Renewable Energy 2011; 36: 1704-1709.
8. Mohammad H. Ahmadi, Amir H. Mohammadi, Saeed Dehghani, Marco A. Barranco-Jiménez. Multi-objective thermodynamic-based optimization of output power of Solar Dish-Stirling engine by implementing an evolutionary algorithm. Energy Conversion and Management 2013; 75 :438-445.
9. Fabien Formosa, Luis Fréchette. Scaling laws for free piston Stirling engine design: Benefits and challenges of miniaturization. Energy.2013; 57: 796-808
10. Zhigang Li, Yoshihiko Haramura, Yohei Kato, Dawei Tang. Analysis of a high performance model Stirling engine with compact porous-sheets heat exchangers. Energy 2014. 31-43

11. Helge Petersen . The Properties of Helium: Density, Specific Heats, Viscosity, and Thermal Conductivity at Pressures from 1 to 100 bar and from Room Temperature to about 1800 K.
12. Walker, Graham , Senft J.R. Free Piston Stirling Engines. Springer-Verlag Berlin. 1985.
13. Matweb [web en línea]. Disponible desde Internet en: < <http://www.matweb.com/>> [Con acceso el 6 de diciembre de 2013].
14. http://en.wikipedia.org/wiki/Stirling_engine [Acceso 13 de diciembre de 2013]
15. Boucher J., Lanzetta F., Nika P. Optimization of a dual free piston Stirling Engine. Applied Thermal Engineering. 2007.
16. Tesis en línea: “Memoria cálculo selección y análisis numérico de un recipiente a presión de 600 Ft³ de capacidad” de IPN <http://tesis.ipn.mx/dspace/bitstream/123456789/2271/1/TESIS%20FINAL.pdf>

Apéndice

Tablas de propiedades de los materiales.

Tabla aluminios serie 6000. [13]

Overview of materials for 6000 Series Aluminum Alloy

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	<u>2.68</u> - <u>2.74</u> g/cc	<u>0.0970</u> - <u>0.0990</u> lb/in ³	Average value: 2.70 g/cc Grade Count:139

Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	25.0 - 130	25.0 - 130	Average value: 83.8 Grade Count:65
Hardness, Knoop	73.0 - 163	73.0 - 163	Average value: 121 Grade Count:47
Hardness, Rockwell A	35.5 - 49.5	35.5 - 49.5	Average value: 43.0 Grade Count:33
Hardness, Rockwell B	49.0 - 80.0	49.0 - 80.0	Average value: 65.9 Grade Count:35
Hardness, Vickers	35.0 - 149	35.0 - 149	Average value: 106 Grade Count:49
Tensile Strength, Ultimate	<u>89.6</u> - <u>478</u> MPa	<u>13000</u> - <u>69300</u> psi	Average value: 290 MPa Grade

			Count:81
Tensile Strength, Yield	<u>40.0</u> - <u>455</u> MPa	<u>5800</u> - <u>66000</u> psi	Average value: 247 MPa Grade Count:81
Elongation at Break	2.00 - 35.0 %	2.00 - 35.0 %	Average value: 14.0 % Grade Count:76
Modulus of Elasticity	<u>67.0</u> - <u>70.0</u> GPa	<u>9720</u> - <u>10200</u> ksi	Average value: 69.0 GPa Grade Count:61
Ultimate Bearing Strength	<u>228</u> - <u>607</u> MPa	<u>33100</u> - <u>88000</u> psi	Average value: 423 MPa Grade Count:3
Bearing Yield Strength	<u>103</u> - <u>386</u> MPa	<u>14900</u> - <u>56000</u> psi	Average value: 255 MPa Grade Count:3
Poissons Ratio	0.330	0.330	Average value: 0.330 Grade Count:49
Fatigue Strength	<u>55.0</u> - <u>375</u> MPa	<u>7980</u> - <u>54400</u> psi	Average value: 121 MPa Grade Count:30
Machinability	30.0 - 90.0 %	30.0 - 90.0 %	Average value: 64.6 % Grade Count:26
Shear Modulus	<u>25.8</u> - <u>26.0</u> GPa	<u>3740</u> - <u>3770</u> ksi	Average value: 26.0 GPa Grade Count:49
Shear Strength	<u>60.0</u> - <u>269</u> MPa	<u>8700</u> - <u>39000</u> psi	Average value: 172 MPa Grade

Count:71

Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	<u>0.00000280</u> - <u>0.00000500</u> ohm-cm	<u>0.00000280</u> - <u>0.00000500</u> ohm-cm	Average value: 0.00000382 ohm-cm Grade Count:80

Thermal Properties	Metric	English	Comments
CTE, linear	<u>21.5</u> - <u>25.6</u> $\mu\text{m/m-}^\circ\text{C}$	<u>11.9</u> - <u>14.2</u> $\mu\text{in/in-}^\circ\text{F}$	Average value: 24.0 $\mu\text{m/m-}^\circ\text{C}$ Grade Count:78
Specific Heat Capacity	<u>0.887</u> - <u>0.900</u> J/g- $^\circ\text{C}$	<u>0.212</u> - <u>0.215</u> BTU/lb- $^\circ\text{F}$	Average value: 0.893 J/g- $^\circ\text{C}$ Grade Count:49
Thermal Conductivity	<u>147</u> - <u>226</u> W/m-K	<u>1020</u> - <u>1570</u> BTU-in/hr-ft ² - $^\circ\text{F}$	Average value: 182 W/m-K Grade Count:74
Melting Point	<u>554</u> - <u>655</u> $^\circ\text{C}$	<u>1030</u> - <u>1210</u> $^\circ\text{F}$	Average value: 623 $^\circ\text{C}$ Grade Count:67
Solidus	<u>554</u> - <u>621</u> $^\circ\text{C}$	<u>1030</u> - <u>1150</u> $^\circ\text{F}$	Average value: 594 $^\circ\text{C}$ Grade Count:67
Liquidus	<u>645</u> - <u>655</u> $^\circ\text{C}$	<u>1190</u> - <u>1210</u> $^\circ\text{F}$	Average value: 651 $^\circ\text{C}$ Grade Count:67

Processing Properties	Metric	English	Comments
Annealing Temperature	<u>349</u> - <u>546</u> °C	<u>660</u> - <u>1020</u> °F	Average value: 411 °C Grade Count:39
Solution Temperature	<u>504</u> - <u>566</u> °C	<u>940</u> - <u>1050</u> °F	Average value: 525 °C Grade Count:63
Aging Temperature	<u>149</u> - <u>204</u> °C	<u>300</u> - <u>400</u> °F	Average value: 172 °C Grade Count:59
Hot-Working Temperature	<u>260</u> - <u>510</u> °C	<u>500</u> - <u>950</u> °F	Average value: 380 °C Grade Count:12

Component Elements Properties	Metric	English	Comments
Aluminum, Al	91.8 - 99.0 %	91.8 - 99.0 %	Average value: 97.1 % Grade Count:144
Bismuth, Bi	0.150 - 1.00 %	0.150 - 1.00 %	Average value: 0.560 % Grade Count:12
Boron, B	0.00300 - 0.0600 %	0.00300 - 0.0600 %	Average value: 0.0543 % Grade Count:10
Chromium, Cr	0.0300 - 0.400 %	0.0300 - 0.400 %	Average value: 0.148 % Grade Count:124

Copper, Cu	0.0100 - 1.20 %	0.0100 - 1.20 %	Average value: 0.317 % Grade Count:144
Iron, Fe	0.0400 - 1.00 %	0.0400 - 1.00 %	Average value: 0.469 % Grade Count:143
Lead, Pb	0.00300 - 2.00 %	0.00300 - 2.00 %	Average value: 0.363 % Grade Count:12
Magnesium, Mg	0.200 - 1.60 %	0.200 - 1.60 %	Average value: 0.823 % Grade Count:144
Manganese, Mn	0.0200 - 1.10 %	0.0200 - 1.10 %	Average value: 0.253 % Grade Count:137
Other, each	0.0100 - 0.150 %	0.0100 - 0.150 %	Average value: 0.0492 % Grade Count:136
Other, total	0.0500 - 0.150 %	0.0500 - 0.150 %	Average value: 0.143 % Grade Count:135
Oxygen, O	0.0500 - 0.500 %	0.0500 - 0.500 %	Average value: 0.275 % Grade Count:3
Silicon, Si	0.200 - 1.80 %	0.200 - 1.80 %	Average value: 0.718 % Grade Count:140
Strontium, Sr	0.0500 %	0.0500 %	Average value: 0.0500 % Grade Count:8

Tin, Sn	0.0500 - 2.00 %	0.0500 - 2.00 %	Average value: 0.993 % Grade Count:11
Titanium, Ti	0.0100 - 0.250 %	0.0100 - 0.250 %	Average value: 0.128 % Grade Count:114
Vanadium, V	0.0500 - 0.300 %	0.0500 - 0.300 %	Average value: 0.167 % Grade Count:13
Zinc, Zn	0.0300 - 2.40 %	0.0300 - 2.40 %	Average value: 0.208 % Grade Count:137
Zirconium, Zr	0.0500 - 0.200 %	0.0500 - 0.200 %	Average value: 0.0980 % Grade Count:5

Some of the values displayed above may have been converted from their original units and/or rounded in order to display the information in a consistent format. Users requiring more precise data for scientific or engineering calculations can click on the property value to see the original value as well as raw conversions to equivalent units. We advise that you only use the original value or one of its raw conversions in your calculations to minimize rounding error. We also ask that you refer to MatWeb's [terms of use](#) regarding this information. [Click here](#) to view all the property values for this datasheet as they were originally entered into MatWeb.

Tabla bronces. [13]

Overview of materials for Bronze

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	<u>6.40</u> - <u>9.25</u> g/cc	<u>0.231</u> - <u>0.334</u> lb/in ³	Average value: 8.43 g/cc Grade Count:302

Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	40.0 - 420	40.0 - 420	Average value: 168 Grade Count:93
Hardness, Rockwell B	26.0 - 200	26.0 - 200	Average value: 88.0 Grade Count:144
Hardness, Rockwell C	29.0 - 44.0	29.0 - 44.0	Average value: 33.5 Grade Count:12
Hardness, Rockwell F	53.0 - 95.0	53.0 - 95.0	Average value: 68.0 Grade Count:37
Hardness, Rockwell 30T	6.00 - 83.0	6.00 - 83.0	Average value: 58.9 Grade Count:50
Tensile Strength, Ultimate	<u>96.5</u> - <u>1010</u> MPa	<u>14000</u> - <u>147000</u> psi	Average value: 494 MPa Grade Count:340

Tensile Strength, Yield	<u>69.0</u> - <u>800</u> MPa	<u>10000</u> - <u>116000</u> psi	Average value: 313 MPa Grade Count:294
Elongation at Break	0.000 - 70.0 %	0.000 - 70.0 %	Average value: 23.1 % Grade Count:335
Reduction of Area	0.000 - 63.0 %	0.000 - 63.0 %	Average value: 28.6 % Grade Count:33
Modulus of Elasticity	<u>72.4</u> - <u>137</u> GPa	<u>10500</u> - <u>19800</u> ksi	Average value: 112 GPa Grade Count:289
Compressive Yield Strength	<u>75.8</u> - <u>1610</u> MPa	<u>11000</u> - <u>233000</u> psi	Average value: 655 MPa Grade Count:59
Poissons Ratio	0.280 - 0.346	0.280 - 0.346	Average value: 0.325 Grade Count:196
Fatigue Strength	<u>90.0</u> - <u>352</u> MPa	<u>13100</u> - <u>51100</u> psi	Average value: 201 MPa Grade Count:70
Machinability	20.0 - 90.0 %	20.0 - 90.0 %	Average value: 32.7 % Grade Count:200
Shear Modulus	<u>37.0</u> - <u>46.0</u> GPa	<u>5370</u> - <u>6670</u> ksi	Average value: 42.3 GPa Grade Count:196
Shear Strength	<u>44.0</u> - <u>538</u> MPa	<u>6380</u> - <u>78000</u> psi	Average value: 297 MPa Grade Count:102

Izod Impact	<u>2.70</u> - <u>75.0</u> J	<u>1.99</u> - <u>55.3</u> ft-lb	Average value: 36.0 J Grade Count:48
Charpy Impact	<u>2.70</u> - <u>88.0</u> J	<u>1.99</u> - <u>64.9</u> ft-lb	Average value: 33.4 J Grade Count:53

Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	<u>0.00000360</u> - <u>0.0000250</u> ohm-cm	<u>0.00000360</u> - <u>0.0000250</u> ohm-cm	Average value: 0.0000119 ohm-cm Grade Count:280
Magnetic Permeability	1.00 - 1.34	1.00 - 1.34	Average value: 1.13 Grade Count:31
Magnetic Susceptibility	-8.60e-8 - -1.00e-6	-8.60e-8 - -1.00e-6	Average value: -5.43e-7 Grade Count:24

Thermal Properties	Metric	English	Comments
CTE, linear	<u>16.0</u> - <u>26.0</u> $\mu\text{m}/\text{m}\cdot\text{C}$	<u>8.89</u> - <u>14.4</u> $\mu\text{in}/\text{in}\cdot\text{F}$	Average value: 17.8 $\mu\text{m}/\text{m}\cdot\text{C}$ Grade Count:266
Specific Heat Capacity	<u>0.375</u> - <u>0.450</u> J/g $\cdot\text{C}$	<u>0.0896</u> - <u>0.108</u> BTU/lb $\cdot\text{F}$	Average value: 0.385 J/g $\cdot\text{C}$ Grade Count:228
Thermal Conductivity	<u>33.0</u> - <u>208</u> W/m-K	<u>229</u> - <u>1440</u> BTU-in/hr-ft $^2\cdot\text{F}$	Average value: 92.8 W/m-K Grade

			Count:283
Melting Point	<u>832</u> - <u>1080</u> °C	<u>1530</u> - <u>1970</u> °F	Average value: 1010 °C Grade Count:206
Solidus	<u>832</u> - <u>1050</u> °C	<u>1530</u> - <u>1920</u> °F	Average value: 982 °C Grade Count:205
Liquidus	<u>890</u> - <u>1080</u> °C	<u>1630</u> - <u>1970</u> °F	Average value: 1040 °C Grade Count:206
Boiling Point	<u>1400</u> °C	<u>2550</u> °F	Average value: 1400 °C Grade Count:24

Processing Properties	Metric	English	Comments
Processing Temperature	<u>1010</u> °C	<u>1850</u> °F	Average value: 1010 °C Grade Count:16
Annealing Temperature	<u>260</u> - <u>7050</u> °C	<u>500</u> - <u>12700</u> °F	Average value: 612 °C Grade Count:181
Hot-Working Temperature	<u>625</u> - <u>925</u> °C	<u>1160</u> - <u>1700</u> °F	Average value: 819 °C Grade Count:126
Recrystallization Temperature	<u>4.44</u> - <u>870</u> °C	<u>40.0</u> - <u>1600</u> °F	Average value: 336 °C Grade Count:79

Component Elements	Metric	English	Comments
--------------------	--------	---------	----------

Properties			
Aluminum, Al	0.00500 - 14.5 %	0.00500 - 14.5 %	Average value: 8.75 % Grade Count:108
Antimony, Sb	0.000700 - 0.700 %	0.000700 - 0.700 %	Average value: 0.350 % Grade Count:17
Beryllium, Be	0.500 %	0.500 %	Average value: 0.500 % Grade Count:4
Co + Ni	1.50 - 2.55 %	1.50 - 2.55 %	Average value: 2.03 % Grade Count:4
Copper, Cu	55.0 - 100 %	55.0 - 100 %	Average value: 88.2 % Grade Count:345
Iron, Fe	0.00200 - 5.50 %	0.00200 - 5.50 %	Average value: 1.28 % Grade Count:261
Lead, Pb	0.000700 - 26.0 %	0.000700 - 26.0 %	Average value: 1.81 % Grade Count:211
Manganese, Mn	0.100 - 3.50 %	0.100 - 3.50 %	Average value: 1.26 % Grade Count:94
Nickel, Ni	0.000700 - 20.0 %	0.000700 - 20.0 %	Average value: 2.59 % Grade Count:85
Other	0.500 - 2.50 %	0.500 - 2.50 %	Average value: 1.83 % Grade

			Count:3
Other, total	0.0500 - 2.50 %	0.0500 - 2.50 %	Average value: 0.512 % Grade Count:77
Phosphorous, P	0.0100 - 0.500 %	0.0100 - 0.500 %	Average value: 0.171 % Grade Count:133
Silicon, Si	0.00300 - 3.80 %	0.00300 - 3.80 %	Average value: 1.59 % Grade Count:66
Sulfur, S	0.00100 - 0.0800 %	0.00100 - 0.0800 %	Average value: 0.0522 % Grade Count:5
Tin, Sn	0.0200 - 13.0 %	0.0200 - 13.0 %	Average value: 5.14 % Grade Count:181
Zinc, Zn	0.0500 - 43.5 %	0.0500 - 43.5 %	Average value: 5.16 % Grade Count:226

Some of the values displayed above may have been converted from their original units and/or rounded in order to display the information in a consistent format. Users requiring more precise data for scientific or engineering calculations can click on the property value to see the original value as well as raw conversions to equivalent units. We advise that you only use the original value or one of its raw conversions in your calculations to minimize rounding error. We also ask that you refer to MatWeb's [terms of use](#) regarding this information. [Click here](#) to view all the property values for this datasheet as they were originally entered into MatWeb.

Tabla Cobres. [13]

Overview of materials for Copper Casting Alloy

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	<u>7.45</u> - <u>10.4</u> g/cc	<u>0.269</u> - <u>0.377</u> lb/in ³	Average value: 8.63 g/cc Grade Count:140

Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	20.0 - 230	20.0 - 230	Average value: 101 Grade Count:99
Hardness, Rockwell B	55.0 - 102	55.0 - 102	Average value: 81.0 Grade Count:28
Hardness, Rockwell C	20.0 - 47.0	20.0 - 47.0	Average value: 31.1 Grade Count:17
Tensile Strength, Ultimate	<u>170</u> - <u>1340</u> MPa	<u>24700</u> - <u>195000</u> psi	Average value: 450 MPa Grade Count:132
Tensile Strength, Yield	<u>62.0</u> - <u>1240</u> MPa	<u>8990</u> - <u>180000</u> psi	Average value: 260 MPa Grade Count:132
Elongation at Break	0.500 - 47.0 %	0.500 - 47.0 %	Average value: 18.8 % Grade Count:131
Reduction of Area	5.00 - 46.0 %	5.00 - 46.0 %	Average value: 18.9 % Grade Count:11
Creep Strength	<u>9.50</u> - <u>470</u> MPa	<u>1380</u> - <u>68200</u> psi	Average value: 84.4 MPa Grade Count:13

Modulus of Elasticity	<u>72.0</u> - <u>150</u> GPa	<u>10400</u> - <u>21800</u> ksi	Average value: 110 GPa Grade Count:103
Compressive Yield Strength	<u>69.0</u> - <u>1140</u> MPa	<u>10000</u> - <u>165000</u> psi	Average value: 355 MPa Grade Count:31
Poissons Ratio	0.310 - 0.341	0.310 - 0.341	Average value: 0.321 Grade Count:10
Fatigue Strength	<u>62.0</u> - <u>275</u> MPa	<u>8990</u> - <u>39900</u> psi	Average value: 150 MPa Grade Count:30
Machinability	8.00 - 400 %	8.00 - 400 %	Average value: 50.1 % Grade Count:93
Shear Modulus	<u>39.0</u> - <u>57.0</u> GPa	<u>5660</u> - <u>8270</u> ksi	Average value: 43.3 GPa Grade Count:10
Izod Impact	<u>5.40</u> - <u>45.0</u> J	<u>3.98</u> - <u>33.2</u> ft-lb	Average value: 18.5 J Grade Count:25
Charpy Impact	<u>9.00</u> - <u>135</u> J	<u>6.64</u> - <u>99.6</u> ft-lb	Average value: 35.5 J Grade Count:21

Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	<u>0.00000187</u> - <u>0.0000862</u> ohm-cm	<u>0.00000187</u> - <u>0.0000862</u> ohm-cm	Average value: 0.0000154 ohm-cm Grade Count:90
Magnetic Permeability	1.00 - 15.0	1.00 - 15.0	Average value: 1.25 Grade Count:36

Thermal Properties	Metric	English	Comments
--------------------	--------	---------	----------

CTE, linear	<u>16.0</u> - <u>22.0</u> µm/m-°C	<u>8.89</u> - <u>12.2</u> µin/in-°F	Average value: 18.2 µm/m-°C Grade Count:48
Specific Heat Capacity	<u>0.373</u> - <u>0.440</u> J/g-°C	<u>0.0891</u> - <u>0.105</u> BTU/lb-°F	Average value: 0.380 J/g-°C Grade Count:62
Thermal Conductivity	<u>12.1</u> - <u>346</u> W/m-K	<u>84.0</u> - <u>2400</u> BTU-in/hr-ft²-°F	Average value: 88.8 W/m-K Grade Count:75
Melting Point	<u>762</u> - <u>1240</u> °C	<u>1400</u> - <u>2260</u> °F	Average value: 960 °C Grade Count:63
Solidus	<u>762</u> - <u>1170</u> °C	<u>1400</u> - <u>2140</u> °F	Average value: 923 °C Grade Count:64
Liquidus	<u>843</u> - <u>1240</u> °C	<u>1550</u> - <u>2260</u> °F	Average value: 996 °C Grade Count:64

Processing Properties	Metric	English	Comments
Processing Temperature	<u>260</u> °C	<u>500</u> °F	Average value: 260 °C Grade Count:3
Melt Temperature	<u>315</u> °C	<u>599</u> °F	Average value: 315 °C Grade Count:10
Annealing Temperature	<u>0.000</u> - <u>7050</u> °C	<u>32.0</u> - <u>12700</u> °F	Average value: 411 °C Grade Count:38
Solution Temperature	<u>885</u> - <u>1010</u> °C	<u>1630</u> - <u>1850</u> °F	Average value: 887 °C Grade Count:5
Aging Temperature	<u>480</u> - <u>510</u> °C	<u>896</u> - <u>950</u> °F	Average value: 486 °C Grade Count:5
Casting	<u>955</u> - <u>1620</u> °C	<u>1750</u> - <u>2940</u> °F	Average value: 1180 °C Grade

Temperature

Count:7

Component Elements Properties	Metric	English	Comments
Aluminum, Al	0.00500 - 11.5 %	0.00500 - 11.5 %	Average value: 2.41 % Grade Count:49
Antimony, Sb	0.0500 - 0.800 %	0.0500 - 0.800 %	Average value: 0.367 % Grade Count:36
Beryllium, Be	0.0200 - 2.85 %	0.0200 - 2.85 %	Average value: 1.67 % Grade Count:31
Boron, B	0.0200 - 0.300 %	0.0200 - 0.300 %	Average value: 0.113 % Grade Count:3
Carbon, C	0.150 - 0.350 %	0.150 - 0.350 %	Average value: 0.252 % Grade Count:11
Cobalt, Co	0.200 - 1.50 %	0.200 - 1.50 %	Average value: 0.656 % Grade Count:26
Copper, Cu	53.0 - 99.9 %	53.0 - 99.9 %	Average value: 82.9 % Grade Count:140
Iron, Fe	0.150 - 5.00 %	0.150 - 5.00 %	Average value: 1.12 % Grade Count:58
Lead, Pb	0.0100 - 40.0 %	0.0100 - 40.0 %	Average value: 6.14 % Grade Count:82
Manganese, Mn	0.0500 - 40.0 %	0.0500 - 40.0 %	Average value: 4.16 % Grade Count:29
Nickel, Ni	0.250 - 33.0 %	0.250 - 33.0 %	Average value: 4.29 % Grade

			Count:78
Niobium, Nb (Columbium, Cb)	0.100 - 1.50 %	0.100 - 1.50 %	Average value: 0.733 % Grade Count:3
Other, total	0.250 - 1.00 %	0.250 - 1.00 %	Average value: 0.563 % Grade Count:26
Phosphorous, P	0.0100 - 0.500 %	0.0100 - 0.500 %	Average value: 0.156 % Grade Count:37
Silicon, Si	0.00300 - 5.50 %	0.00300 - 5.50 %	Average value: 0.660 % Grade Count:44
Silver, Ag	0.0340 - 5.50 %	0.0340 - 5.50 %	Average value: 1.37 % Grade Count:7
Sulfur, S	0.0500 - 0.0800 %	0.0500 - 0.0800 %	Average value: 0.0712 % Grade Count:24
Tin, Sn	0.200 - 19.0 %	0.200 - 19.0 %	Average value: 6.88 % Grade Count:76
Titanium, Ti	0.0200 - 0.150 %	0.0200 - 0.150 %	Average value: 0.0814 % Grade Count:7
Zinc, Zn	0.150 - 40.0 %	0.150 - 40.0 %	Average value: 9.59 % Grade Count:73

Some of the values displayed above may have been converted from their original units and/or rounded in order to display the information in a consistent format. Users requiring more precise data for scientific or engineering calculations can click on the property value to see the original value as well as raw conversions to equivalent units. We advise that you only use the original value or one of its raw conversions in your calculations to minimize rounding error. We also ask that you refer to MatWeb's [terms of use](#) regarding this information. [Click here](#) to view all the property values for this datasheet as they were originally entered into MatWeb.