

**TECNOLOGICO NACIONAL DE MEXICO
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE AGUASCALIENTES**



**Ciencia y
Tecnología**
Secretaría de Ciencia, Humanidades,
Tecnología e Innovación



DOCTORADO EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA

**Modelado de una Máquina Stirling
Termoacústica**

Tesis de Doctorado
Para obtener el título de:
Doctor en Ciencias de la Ingeniería

Presenta:

M.C. Ramsel Toledo León

Director

Dr. Julio César Martínez Romo

Co-Director

Dr. Francisco Javier Luna Rosas

Asesores

**Dr. Carlos Alejandro de Luna Ortega
Dr. Marco Antonio Hernández Vargas
Dr. Mario Alberto Rodríguez Díaz**



HOJA EN BLANCO



Educación
Secretaría de Educación Pública



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO



Instituto Tecnológico de Aguascalientes
División de Estudios de Posgrado e Investigación

Aguascalientes, Ags., **20/febrero/2025**

No. De Oficio: 082/2025

Asunto: **Autorización de Tesis de Grado Para su Impresión**

M.C. RAMSEL TOLEDO LEON
PRESENTE

Los abajo firmantes, Miembros del Jurado para Examen de Grado de Doctorado, hacemos **CONSTAR** que, habiendo revisado el Trabajo de Tesis desarrollado por Usted, bajo el título: "**MODELADO DE UNA MÁQUINA STIRLING TERMOACÚSTICA**" hemos dictaminado que éste es de aceptarse, por lo que se autoriza su impresión.

ATENTAMENTE

Excelencia en Educación Tecnológica®
Ingenio, Cultura y Saber, que conducen a la Excelencia®

PRESIDENTE

DR. JULIO CESAR MARTÍNEZ ROMO

SECRETARIO

DR. FRANCISCO JAVIER LUNA ROSAS

VOCAL

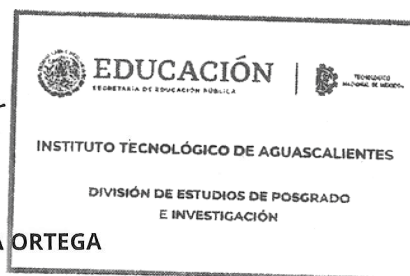
DR. MARIO ALBERTO RODRÍGUEZ DÍAZ

VOCAL

DR. MARCO ANTONIO HERNÁNDEZ VARGAS

VOCAL

DR. CARLOS ALEJANDRO DE LUNA ORTEGA



2025
Año de
La Mujer
Indígena

Av. Adolfo López Mateos #1801. Fracc. Bona Gens
C.P. 20256 Aguascalientes, Ags. Tel. 449 910 5002 ext. 127
e-mail: jefatura.depi@aguascalientes.tecnm.mx
tecnm.mx | www.aguascalientes.tecnm.mx





Instituto Tecnológico de Aguascalientes
División de Estudios de Posgrado e Investigación

Aguascalientes, Ags., **28/enero/2025**
Asunto: Autorización de uso de derechos

TOLEDO LEON RAMSEL, mayor de edad, con domicilio ubicado en **Adolfo Ruiz Cortines 209, Edificio 2, número 102, Primo Verdad INEGI, 20265, Aguascalientes, Aguascalientes** en mi calidad de titular y autor de la tesis denominada **"MODELADO DE UNA MÁQUINA STIRLING TERMOACÚSTICA"** quien para todos los fines del presente documento se denominará **EL AUTOR Y/O TITULAR**, suscribo el presente documento de autorización de uso de derechos patrimoniales de autor a favor del Tecnológico Nacional de México/Instituto Tecnológico de Aguascalientes el cual se registrará por las cláusulas siguientes:

PRIMERA – AUTORIZACIÓN: **EL AUTOR Y/O TITULAR**, mediante el presente documento autoriza la utilización de los derechos patrimoniales de autor al Tecnológico Nacional de México/Instituto Tecnológico de Aguascalientes, de la tesis denominada **"MODELADO DE UNA MÁQUINA STIRLING TERMOACÚSTICA"**, a través del Repositorio Institucional del Tecnológico Nacional de México (en lo sucesivo TecNM) y en el Repositorio Nacional, que puede ser consultado en la liga electrónica: (www.repositorionacionalcti.mx/).

SEGUNDA – OBJETO: Por medio del presente escrito, **EL AUTOR Y/O TITULAR** autoriza al Tecnológico Nacional de México/Instituto Tecnológico de Aguascalientes, a través del Repositorio Institucional del TecNM y en el Repositorio Nacional para que de conformidad con la Ley Federal del Derecho de Autor y la Ley de la Propiedad Industrial, use los derechos del documento antes referido, con fines exclusivamente académicos.

TERCERA – TERRITORIO: Los derechos aquí autorizados se dan sin limitación geográfica o territorial alguna.

CUARTA – ALCANCE: La presente autorización se da tanto para formato o soporte material, y se extiende a la utilización en medio óptico, magnético, electrónico, en red, mensajes de datos o similar conocido o por conocer, del ejemplar o número respectivo de la publicación.

QUINTA – EXCLUSIVIDAD: La autorización de uso aquí establecida no implica exclusividad en favor del Tecnológico Nacional de México/Instituto Tecnológico de Aguascalientes. Por lo tanto, **EL AUTOR Y/O TITULAR** en su carácter de autor de la obra objeto del presente documento se reserva el derecho de publicar directamente, u otorgar a cualquier tercero, autorizaciones de uso similares o en los mismos términos aquí acordados.



Instituto Tecnológico de Aguascalientes
División de Estudios de Posgrado e Investigación

SEXTA – DERECHOS MORALES (Créditos y mención): La Autorización de los derechos antes mencionados no implica la cesión de los derechos morales sobre los mismos por cuanto en conformidad con lo establecido en los artículos 18, 19, 20, 21, 22 y 23 de la Ley Federal de Derechos de Autor, dada la cuenta que estos derechos son inalienables, imprescriptibles, irrenunciables e inembargables. Por lo tanto, los mencionados derechos seguirán radicados en cabeza de EL AUTOR Y/O TITULAR, y siempre deberá mencionarse su nombre cuando se utilice la obra.

SÉPTIMA – AUTORÍA: EL AUTOR Y/O TITULAR, declara y ratifica que el material objeto de la presente fue realizada por él o por ella sin violar o usurpar derechos de Propiedad Intelectual de terceros.

ATENTAMENTE

Excelencia en Educación Tecnológica®

Ingenio, Cultura y Saber, que conducen a la Excelencia

Vo.Bo.

TOLEDO LEON RAMSEL
AUTOR DE LA TESIS

DR. JULIO CESAR MARTÍNEZ ROMO
DIRECTOR DE LA TESIS

ccp. Archivo



2025
Año de
La Mujer
Indígena

Av. Adolfo López Mateos #1801. Fracc. Bona Gens
C.P. 20256 Aguascalientes, Ags. Tel. 449 910 5002 ext. 127
e-mail: jefatura.depi@aguascalientes.tecnm.mx
tecnm.mx | www.aguascalientes.tecnm.mx



Instituto Tecnológico
de Aguascalientes





HOJA EN BLANCO

Resumen

En esta investigación se realizó el modelado de una máquina Stirling termoacústica y la corroboración experimental de dicho modelo. Se determinaron cuáles son los parámetros constructivos que le permitan operar al motor de manera estable, así como calcular experimentalmente su eficiencia térmica; para lograrlo, se implementó su instrumentación electrónica para monitorear la evolución temporal del diferencial de temperatura, de la presión y de las revoluciones del volante de inercia. Durante la experimentación se obtuvo una operación sostenida y se determinaron los parámetros constructivos que permiten una oscilación acústica estable. El cálculo de la eficiencia de conversión de energía térmica a mecánica, con los datos recabados por la instrumentación, se determinó en un 5.4% y después de las modificaciones realizadas al dispositivo se obtuvo una eficiencia de 17.5%, lo cual está en concordancia con el modelo propuesto.

Agradecimientos

A mi abuelo Humberto, El León de los Leones, que tu luz siempre me guíe

A mi madre, que posibilitó que llegara hasta aquí

A mi abuelita Margarita, siempre con nosotros

A Xareni Catalina, mi princesa del bosque

Agradezco al TecNM / Instituto Tecnológico de Aguascalientes y al SECIHTI a través del apoyo 759105 por todo el soporte institucional brindado para la realización y conclusión de este proyecto doctoral.

Agradezco al comité tutorial de esta investigación doctoral por su apoyo y valiosos aportes en cada paso de este proceso; en especial, a mi Director de Tesis, Dr. Julio César Martínez Romo y a mi Co-Director, Dr. Francisco Javier Luna Rosas.

Índice

<u>Capítulo 1. Introducción</u>	1
<u>1.1 Antecedentes</u>	1
<u>1.2 Planteamiento del problema</u>	3
<u>1.3 Justificación</u>	3
<u>1.4 Objetivos</u>	5
<u>1.4.1 Objetivo general</u>	5
<u>1.4.2 Objetivos particulares</u>	5
<u>1.5 Hipótesis</u>	6
<u>1.5.1 Hipótesis de investigación</u>	6
<u>1.5.2 Hipótesis nula</u>	6
<u>1.6 Estado del arte</u>	7
<u>Conclusiones</u>	10
 <u>Capítulo 2. Marco Teórico</u>	11
<u>2.1 Principios básicos de Termodinámico</u>	11
<u>2.1.1 Primera Ley de la Termodinámica</u>	14
<u>2.1.2 Gas ideal de partículas</u>	16
<u>2.2 Funcionamiento del motor Stirling</u>	18
<u>2.3 Tipos de motores Stirling</u>	20
<u>2.3.1 Motores de tipo β</u>	20
<u>2.3.2 Motores de tipo α</u>	21
<u>2.3.3 Motores de tipo γ</u>	22
<u>2.4 El Regenerador</u>	24
<u>2.5 Eficiencia del motor Stirling</u>	26
<u>2.6 Cinemática</u>	27
<u>2.6.1 Cinemática de traslación</u>	28
<u>2.6.2 Cinemática de rotación</u>	29
<u>Conclusiones</u>	30
 <u>Capítulo 3. Desarrollo</u>	31

<u>3.1 Desarrollo del motor Stirling termoacústico (MST)</u>	31
<u>3.1.1 Diseño del MST</u>	31
<u>3.1.2 Desarrollo del MST</u>	37
<u>3.1.3 Un MST mayormente instrumentado</u>	39
<u>3.2 Modelo de la MST</u>	41
<u>Conclusiones</u>	44
<u>Capítulo 4 Resultados</u>	45
4.1 Parámetros térmicos del primer modelo de MST	45
4.1.1 Eficiencia estimada del motor	48
4.2 Parámetros térmicos del modelo de MST ampliamente instrumentado.....	50
4.2.1 Medición de la temperatura	50
4.2.2 Medición de la presión	51
4.2.3 Medición de la velocidad angular del volante de inercia y cálculo de la eficiencia de conversión	53
4.3 Valores de parámetros que permiten mantener el efecto Stirling en la MST.....	55
4.4 Relación de los datos experimentales con el modelo de la MST.....	56
Conclusiones.....	56
<u>Capítulo 5 Conclusiones</u>	58
REFERENCIAS	60

Capítulo 1. Introducción.

En este capítulo se abordan los antecedentes y el estado del arte relacionados con las máquinas Stirling y específicamente con el tipo termoacústico. De esta manera se contextualiza el proyecto de investigación, así como las problemáticas implícitas del tema. Se plantea el problema a resolver, estableciendo de esta manera un punto de partida para definir el resto de los elementos metodológicos de la investigación.

1.1 Antecedentes.

La máquina Stirling se define como una clase de motor térmico que funciona a partir del fenómeno de expansión y compresión de un gas, formando un ciclo termodinámico cerrado. La invención de esta tecnología se debe al notable ingeniero Robert Stirling, quien propuso este tipo de motor en el año 1816, en contraposición a los motores de vapor de la época, que eran inseguros y consumían mucho combustible.

El funcionamiento de la máquina se basa fundamentalmente en el diferencial de temperatura existente entre dos focos del motor, uno a una temperatura elevada (foco caliente) y otro a menor temperatura (foco frío). La presión del gas contenido en el interior del motor sufre variaciones positivas o negativas, determinadas fundamentalmente por las diferentes zonas de temperaturas. Este gradiente de temperaturas es de vital importancia para que se produzca y se sostenga el efecto Stirling a lo largo del tiempo.

Entre las ventajas de los motores stirling respecto a las tecnologías competidoras destacan la seguridad, al no basarse en explosiones internas (como el motor de combustión interna), además de ser silenciosos, duraderos y emplear fuentes de calor externas al sistema. Todas estas características propician que el uso del motor Stirling sea conveniente para numerosas aplicaciones. Entre las utilidades que se han explorado a lo largo de los años se destacan: la industria aeroespacial, sistemas de energía solar para la generación de electricidad, submarinos y en general cualquier situación que requiera de un bajo impacto ambiental y en la que se pueda aprovechar un diferencial natural de temperatura.

El motor Stirling termoacústico constituye probablemente, la última evolución de estos motores, en el que se simplifica al máximo la mecánica del mismo ya que no existe el pistón desplazador y por lo tanto carece del sistema de acoplamiento entre los dos pistones del motor original. Funciona gracias a ondas de presión que se generan en el cilindro de gas, de ahí el nombre de “acústico”, merced al calor suministrado en el foco caliente (Mercado E. J., 2009). Por su simplicidad estructural, al contar con una sola cámara de fluido, resulta una alternativa muy atractiva en cuanto a costos y tiempos de fabricación. Es también una opción muy conveniente para aplicar la energía radiante solar como combustible impulsor del ciclo Stirling empleando para ello algún concentrador solar, como una lente de Fresnel. Esto resultaría en un tipo de energía renovable y totalmente “limpia” que podría insertarse con rapidez en el mercado mundial, una vez que se obtengan eficiencias adecuadas y con capacidad competitiva. Además de contar con todas las ventajas propias de todos los tipos de motores Stirling, entre las que se destaca: ser un motor silencioso, en contraposición con el motor de combustión interna.

1.2 Planteamiento del problema.

El problema fundamental de estudio es: cómo encontrar un modelo matemático que describa el funcionamiento de un motor Stirling termoacústico y cómo realizar su instrumentación para la comprobación empírica del modelo, estableciendo las condiciones de operación del motor.

Como problemática fundamental a resolver, se debe encontrar cómo se puede instrumentar un motor Stirling termoacústico para determinar sus parámetros experimentales, así como encontrar un modelo matemático que describa el funcionamiento del motor. También se debe encontrar cuáles son los valores de temperatura y presión críticos para que se produzca el efecto Stirling en la máquina. Además, se buscarán qué condiciones se deben establecer para un aumento de eficiencia de conversión de la máquina.

1.3 Justificación.

El estudio de la máquina Stirling termoacústica tiene una gran relevancia actualmente. Encontrar un modelo físico-matemático capaz de describir el funcionamiento de este motor es un paso de gran importancia para poder esclarecer el funcionamiento de esta máquina y definir las condiciones óptimas de funcionamiento y operatividad. Este modelo puede constituir el punto de partida para escalar a un modelo industrial que resuelva problemas actuales de generación de energía y en consecuencia que la tecnología se inserte en el mercado. La corroboración experimental del modelo se puede lograr con la instrumentación del motor, para medir directamente los parámetros físicos que sustentan el modelo (presión, temperaturas y velocidad angular del volante de

inercia), de esta manera se valida toda la teoría planteada en el modelo, lo cual sería un nutritivo aporte al estado del arte actual de las máquinas Stirling termoacústicas, teniendo en cuenta que este tipo de configuración no ha sido ampliamente estudiada hasta el momento.

La máquina Stirling, en general, y su versión termoacústica, constituye un ejemplo fascinante de cómo se puede convertir energía térmica en energía mecánica, empleando los principios básicos de Termodinámica y la Mecánica, que siguen siendo relevantes en la actualidad en busca de novedosas soluciones energéticas a los problemas actuales. El estado de Aguascalientes ha enfrentado en los últimos años sequías cada vez más severas, lo cual merma la producción agrícola y ganadera, dos de los renglones vitales para el desarrollo del estado. Una aplicación natural de este tipo de motores sería como regadío, especialmente en la versión de riego por goteo. Su versatilidad, el hecho de ser silenciosos y el diferencial de temperatura relativamente bajo en el que pueden operar estos motores termoacústicos, los hace ideales para el funcionamiento de bombas de extracción del agua de los pozos. También se puede emplear el sol como fuente de combustible, empleando un sistema de lentes, esto lo convertiría en una tecnología 100% limpia y renovable, lo cual es de gran relevancia para atenuar los problemas climáticos actuales. La versión termoacústica requiere una mínima complejidad mecánica, ya que sólo utiliza un pistón y un tubo que contiene el gas, lo cual reduce los costos de fabricación. Todo lo anteriormente planteado resalta que el estudio de las máquinas Stirling termoacústicas constituye un proyecto viable de gran atractivo local y también nacional.

El uso de estos motores principalmente en aplicaciones donde la eficiencia energética y el bajo impacto ambiental son prioritarios, como en sistemas de energía renovable (por ejemplo sistemas de energía solar térmica), generadores de electricidad de baja escala y sistemas de refrigeración, aplicaciones aeroespaciales y de transporte y en general en cualquier situación en que se pueda explotar un diferencial natural entre dos focos a distinta temperatura hacen que el estudio de la máquina Stirling termoacústica sea altamente viable para su aplicación a gran escala.

1.4 Objetivos.

1.4.1 Objetivo general.

Modelar física y matemáticamente un motor Stirling termoacústico e instrumentarlo para medir sus variables operativas y establecer sus condiciones de operación sostenida como función de sus parámetros constructivos y su fuente de energía.

1.4.2 Objetivos particulares.

Con vistas a lograr el objetivo general, este trabajo tiene los siguientes objetivos particulares:

- Investigar el estado del arte de los motores Stirling termoacústicos, con enfoque en los modelos existentes.
- Determinar los principios físicos involucrados en el funcionamiento del MST.
- Determinar un modelo matemático que describa el funcionamiento del motor.
- Construir un motor Stirling termoacústico (MST).

- De manera empírica, estimular el MST construido para generar el efecto Stirling y lograr que se mantenga operando.
- Instrumentar completamente un motor Stirling Termoacústico.
- Realizar experimentos con el prototipo, a fin de establecer condiciones para que se produzca el fenómeno.
- Comparar las condiciones de operación experimentales con el modelo teórico realizado previamente.
- Calcular eficiencia mecánica del motor y corroborarla teóricamente con el modelo desarrollado.

1.5 Hipótesis.

1.5.1 Hipótesis de investigación (H_i).

Un modelo físico-matemático es capaz de describir el funcionamiento de una máquina Stirling termoacústica. Se puede instrumentar el motor de modo que se puedan medir experimentalmente las magnitudes fundamentales que sustentan en el modelo. Con estas mediciones y con los parámetros de diseño del motor se puede corroborar el modelo.

1.5.2 Hipótesis nula (H_0).

Un modelo físico-matemático no es capaz de describir el funcionamiento de una máquina Stirling termoacústica. No es suficiente instrumentar el motor para junto con los parámetros de diseño de la máquina corroborar el modelo.

1.7 Estado del arte.

Francia fue pionera en aplicar el ciclo Stirling. Allá por el año 1699 se confeccionó un dispositivo capaz de hacer girar un volante de inercia. Fue Stirling el que a

principios del siglo XIX patentó el ciclo que bautizaron con su nombre. Este motor surgió como una alternativa mucho más segura, comparada con los motores de vapor que abundaban en aquella época.

Podemos citar en la literatura varios artículos recientes que abordan este fenómeno. Entre ellos destaca (Martaj N., Rochelle P., 2014), donde sus autores simulan una máquina mediante el uso de Simulink (MatLab), obteniendo una potencia máxima de 8kW y una eficiencia de conversión en el orden del 18%. Un poco antes, también se puede mencionar el trabajo (Sánchez J., Román R. y Frederick G., 2010) el cual tiene como aspecto novedoso el hecho de emplea diferentes gases de trabajo (aire, He e H principalmente), obteniéndose los mejores resultados tanto en potencia como en eficiencia de conversión (22.5%), para el gas hidrógeno (H). También se utilizó MatLab para el modelado. Se encontraron también trabajos novedosos que vinculan la energía solar con este tipo de motores. Un ejemplo ilustrativo es sin lugar a duda el proyecto (Saravia L., Alía de Saravia D., Echazú R., Alcorta G., 2007) donde se evidencia un aumento en el rendimiento de la máquina que llega hasta 26 % cuando el volante giraba a una velocidad angular estimada en 710 rpm.

Se ha observado un aumento del interés por el estudio de este tipo de máquinas. Un claro ejemplo es (Minale T. A., Lanzetta F., Begot S., Getie M. Z., 2024) en el que se publicó una revisión de los trabajos llevados a cabo con la finalidad de optimizar un motor Stirling, lo cual manifiesta que esta investigación es viable.

En el trabajo (Biwa T., Watanabe T., & Penelet G., 2020) se confeccionó un motor termoacústico con un volante y un pistón recíproco. El dispositivo cuenta con un tubo en bucle con un regenerador e intercambiadores de calor en los extremos.

Se concluyó que cuando la diferencia de temperatura entre los extremos del regenerador aumenta por encima de un punto crítico determinado, el volante sufre una rotación constante. Se realizaron también mediciones simultáneas de la presión y la velocidad del gas de trabajo.

(Dhuchakallaya I., Saechan P., 2020) proponen un motor Stirling termoacústico con un regulador de fase. Este regulador de fase se ubicó al final del tubo resonador. La configuración diseñada posibilita que se mantenga un nivel de alta eficiencia de conversión. El gas de trabajo se mantuvo comprimido a 10 bar y la frecuencia de funcionamiento fue de 44 Hz. También se investigaron diferentes formas del resonador. Como resultado, se logró una mayor eficiencia con el motor que tenía el resonador de mayor tamaño. La eficiencia térmica máxima fue de hasta el 17,2%, lo que corresponde al 33,5% de la eficiencia de Carnot.

(Zare S., Tavakolpour-Saleh A. R., 2021) aborda el modelado, construcción y prueba de un motor Stirling termoacústico de diafragma. Para verificar el modelo matemático expuesto en el trabajo, se desarrolló un motor termoacústico experimental, corroborándose el modelo, pues se determinó que los resultados prácticos concuerdan con los resultados de la simulación. La frecuencia de funcionamiento del motor oscila en 13.8 Hz.

(Penelet G., Watanabe T., & Biwa T., 2021) llevaron a cabo la descripción teórica de las oscilaciones autosostenidas resultantes del acoplamiento de un conjunto pistón-manivela-volante con un motor primario termoacústico-Stirling. Se obtienen las ecuaciones que rigen el movimiento del pistón-volante. El dispositivo completo se describió mediante un sistema dinámico no lineal de

cuarto orden y se resolvió por métodos numéricos. Además, se realizaron experimentos para corroborar la simulación.

En (Dhuchakallaya I., Jearsiripongkul T., Saechan P., 2022) se estudia un motor de tipo TASHE, en el que se emplea un ajustador de fase. Esta configuración brinda una potencia acústica de hasta 40 W y una eficiencia de conversión de energía del 12,03%. Hay una buena concordancia teórico-experimental cuando se comparan las mediciones y la simulación por DeltaEC.

(Hsu S. H., Li Y. T. 2023) estudian experimentalmente un motor termoacústico para ver cómo fluctúa la presión acústica en el dominio del tiempo tiempo. Para describirlo, analizaron los efectos no lineales de la resistencia al flujo de los regeneradores acoplados.

Entre los trabajos de interés más reciente destaca (Lai C. H., Hsu S. H. 2024). En este estudio se modeló la bifurcación subcrítica de Hopf en motores termoacústicos Stirling utilizando el modelo Stuart-Landau. Al inducir oscilaciones autosostenidas y medir las fluctuaciones de presión a través de diferentes gradientes de temperatura impuestos al regenerador, el motor realiza una transición a un dominio no lineal, caracterizado por amplitudes de oscilación altas y patrones periódicos únicos.

La riqueza y actualidad bibliográfica, respecto al estudio y aplicación del ciclo Stirling evidencia que el actual trabajo es un área de oportunidad para ahondar en el tema, ya que se aborda un modelado matemático corroborado de forma experimental mediante instrumentación de un motor Stirling termoacústico.

Conclusiones.

En el presente capítulo se expuso el problema fundamental de la investigación, así como sus objetivos principales y los objetivos particulares.

Los motores Stirling termoacústicos tienen la principal ventaja respecto a sus predecesores su simple diseño mecánico, lo que los hace una opción atractiva para su estudio e implementación.

Del estudio bibliográfico se avala que han existido diversos estudios tanto enfocados al modelado matemático y la simulación como al diseño de prototipos y la medición experimental de los parámetros fundamentales de la máquina. Algunos estudios realizan una comparación entre el modelo teórico y la validación experimental. Todo ello corrobora que nuestro estudio tiene actualidad y respaldo histórico.

Capítulo 2. Marco teórico.

2.1 Principios básicos de Termodinámica.

Una de las ramas más importantes y aplicadas de la Física es la Termodinámica. De forma general esta ciencia estudia el calor y como se transfiere de un cuerpo a otro. Uno de los principios básicos de Termodinámica afirma que, si se ponen en contacto térmico dos cuerpos a diferentes temperaturas, va a establecerse un flujo de energía (calor) del cuerpo que tiene una mayor temperatura al cuerpo de temperatura menor. De esta forma el cuerpo que se encuentra a una mayor temperatura se enfría (disminuye el valor de su temperatura), mientras que el cuerpo que se encuentra a una temperatura más baja se calienta (aumenta su temperatura). (Howell J., & Buckius R., 1990)

El calor que fluye del cuerpo más caliente al más frío, al ponerse en contacto térmico dos objetos 1 y 2, se puede cuantificar con la siguiente fórmula (Howell J., Buckius R. 1990):

$$\dot{Q}_{12} = h_{12}A_{12}(T_1 - T_2) \quad (1)$$

Donde:

h_{12} : coeficiente de transferencia de calor entre los cuerpos 1 y 2

A_{12} : área de transferencia de calor (contacto térmico) entre los cuerpos 1 y 2

T_1 : temperatura del cuerpo caliente

T_2 : temperatura del cuerpo frío

La energía interna de una sustancia es la energía debida a todas las interacciones moleculares, iónicas o atómicas, según sea la naturaleza de la sustancia. En general es directamente dependiente de la temperatura de la sustancia. En este sentido una variación positiva de la energía interna corresponde a un aumento de la temperatura, mientras que una variación negativa de la energía interna implica que la temperatura del objeto disminuyó. (Howell J., & Buckius R., 1990)

Otro concepto termodinámico importante es el calor específico. Este se define como la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de un objeto o sustancia en un grado Celsius. (Howell J., & Buckius R., 1990)

Es común medir el calor en unidades de calorías. Es conocido que una caloría, que una caloría equivale a 4.186 joules ($1 \text{ cal} = 4.186 \text{ J}$). (Howell J., & Buckius R., 1990)

A continuación, vamos a deducir una fórmula que permita calcular el trabajo entregado debido a la expansión de un gas. Por simplicidad matemática consideremos un recipiente en forma de cilindro, con un émbolo móvil que se desliza sin fricción con las paredes del cilindro como se muestra en la figura 1. Supongamos que el gas contenido en el pistón se encuentra en equilibrio térmico ocupando un volumen V y provoca una presión P (constante) sobre las paredes del recipiente y sobre el émbolo de área A . La fuerza que ejerce el gas sobre el émbolo se puede calcular como:

$$F = PA \quad (2)$$

Supongamos que el gas evoluciona mediante una expansión desde el volumen V hasta el volumen $V+dV$ "lentamente", de tal manera que el sistema no pierda su equilibrio termodinámico. Consideremos que el émbolo se desplaza en sentido vertical una distancia dy . Entonces el trabajo que el gas realiza sobre el émbolo se puede calcular como:

$$dW = Fdy = PAdy \quad (3)$$

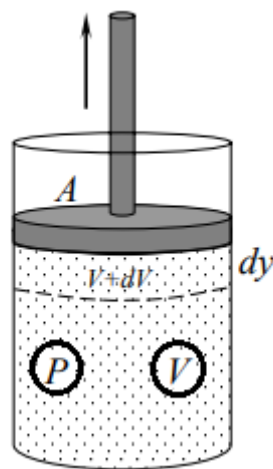


Fig. 1. Expansión isobárica de un gas.

Teniendo en cuenta que Ady corresponde a la variación de volumen del gas dV , la ecuación anterior se puede escribir como:

$$dW = PdV \quad (4)$$

Del razonamiento anterior podemos concluir los siguientes tres puntos:

Cuando el gas se expande dV es una cantidad positiva y en consecuencia el trabajo realizado por el gas es positivo.

Cuando el gas se comprime dV es una cantidad negativa y en consecuencia el trabajo realizado por el gas es negativo.

Si el volumen no sufre ningún cambio entonces dV es cero y en consecuencia no se realiza trabajo.

Si integramos la fórmula (4) entre los valores límites de la función volumen (V_i y V_f , respectivamente) obtenemos: (Howell J., & Buckius R., 1990)

$$W = \int_{V_i}^{V_f} P dV \quad (5)$$

2.1.1 Primera Ley de la Termodinámica

En mecánica la energía se conserva si las fuerzas son conservativas y no actúan fuerzas como la fricción. En ese modelo no se incluyeron los cambios de energía interna del sistema. La primera ley de la termodinámica es una generalización de la ley de conservación de la energía que incluye los posibles cambios en la energía interna. Es una ley válida en todo el Universo y se puede aplicar a todos los tipos de procesos, permite la conexión entre el mundo macroscópico con el microscópico. La energía se puede intercambiar entre un sistema y sus alrededores de dos formas. Una es realizando trabajo por o sobre el sistema, considerando la medición de las variables macroscópicas tales como presión,

volumen y temperatura. La otra forma es por transferencia de calor, la que se realiza a escala microscópica.(Howell J., & Buckius R., 1990)

Considerando un sistema termodinámico donde se produce un cambio desde un estado inicial i a otro final f , en el cual se absorbe o libera una cantidad Q de calor y se realiza trabajo W por o sobre el sistema. Si se mide experimentalmente la cantidad $Q - W$ para diferentes procesos que se realicen para ir desde el estado inicial al estado final, se encuentra que su valor no cambia, esta diferencia de $Q - W$ equivale al cambio de energía interna del sistema. Aunque por separados Q y W dependen de la trayectoria, la cantidad $Q - W$, esto es, el cambio de energía interna es independiente de la trayectoria o del proceso que se realice para ir desde el estado inicial al estado final. Por esta razón se considera a la energía interna como una función de estado, que se mide en J y se simboliza por U , el cambio de energía interna es: (Howell J., & Buckius R., 1990)

$$\Delta U = U_f - U_i \quad (6)$$

Entonces se puede escribir la primera ley de la termodinámica:

$$\Delta U = U_f - U_i = Q - W \quad (7)$$

En la ecuación anterior, Q es positivo (negativo) si se le agrega (quita) calor al sistema y W es positivo cuando el sistema realiza trabajo y negativo cuando se realiza trabajo sobre el sistema. Una forma más exacta de escribir la ecuación

es considerando diferenciales, ya que si se le agrega o quita una pequeña cantidad de calor dQ al sistema y se realiza una cantidad de trabajo diferencial dW por o sobre el sistema, la energía interna cambia en una cantidad dU . Por lo tanto, se tiene que (Howell J., & Buckius R., 1990):

$$dU = dQ - dW \quad (8)$$

En escala microscópica, la energía interna de un sistema incluye la energía cinética y potencial de las moléculas que constituyen el sistema. Para un gas, el aumento de energía interna se asocia con el aumento de energía cinética de las moléculas, es decir con su temperatura. Al igual que en el caso de la mecánica, en termodinámica no interesa conocer la forma particular de la energía interna, sino que interesan solo sus variaciones ΔU . Por lo tanto, se puede elegir cualquier estado de referencia para la energía interna, ya que se han definido solo sus diferencias, no sus valores absolutos. En la ecuación (8), tanto dQ como dW son diferenciales inexactas, pero dU es una diferencial exacta (Howell J., & Buckius R., 1990).

2.1.2 Gas ideal de partículas

Un gas ideal es un gas teórico compuesto de un conjunto de partículas puntuales con desplazamiento aleatorio que no interactúan entre sí. El concepto de gas ideal es útil porque el mismo se comporta según la ley de los gases ideales, una ecuación de estado simplificada, y que puede ser analizada mediante la mecánica estadística (Yunus A., Boles, Michael A., 2001).

En condiciones normales tales como condiciones normales de presión y temperatura, la mayoría de los gases reales se comporta en forma cualitativa como un gas ideal. Muchos gases tales como el nitrógeno, oxígeno, hidrógeno, gases nobles, y algunos gases pesados tales como el dióxido de carbono pueden ser tratados como gases ideales dentro de una tolerancia razonable. Generalmente, el apartamiento de las condiciones de gas ideal tiende a ser menor a mayores temperaturas y a menor densidad (o sea a menor presión), ya que el trabajo realizado por las fuerzas intermoleculares es menos importante comparado con energía cinética de las partículas, y el tamaño de las moléculas es menos importante comparado con el espacio vacío entre ellas (Yunus A., Boles, Michael A., 2001).

El modelo de gas ideal tiende a fallar a temperaturas menores o a presiones elevadas, cuando las fuerzas y el tamaño intermoleculares es importante. También por lo general, el modelo de gas ideal no es apropiado para la mayoría de los gases pesados, tales como vapor de agua o muchos fluidos refrigerantes. A ciertas temperaturas bajas y a alta presión, los gases reales sufren una transición de fase, tales como a un líquido o a un sólido. El modelo de un gas ideal, sin embargo, no describe o permite las transiciones de fase. Estos fenómenos deben ser modelados por ecuaciones de estado más complejas (Yunus A., Boles, Michael A., 2001).

Las propiedades termodinámicas de un gas ideal pueden ser descritas por dos ecuaciones siguientes:

La ecuación de estado de un gas ideal clásico que es la ley de los gases ideales:

$$PV = nRT \quad (9)$$

y la energía interna a volumen constante de un gas ideal que queda determinada por la expresión:

$$U = mc_v T \quad (10)$$

En donde:

P es la presión

V es el volumen

n es la cantidad de sustancia de un gas (en moles)

R es la constante de los gases ($8.314 \text{ J}\cdot\text{K}^{-1}\text{mol}^{-1}$)

T es la temperatura absoluta

U es la energía interna del sistema.

c_v es el calor específico adimensional a volumen constante, $\approx 3/2$ para un gas monoatómico, $5/2$ para un gas diatómico y 3 para moléculas más complejas (Yunus A., Boles, Michael A., 2001).

2.2 Funcionamiento del motor Stirling

El funcionamiento del motor Stirling radica en la diferencia de temperatura que se genera entre los focos del motor, un foco a baja temperatura (foco frío) y uno a alta (foco caliente) (Cisneros L. C., Guadalupe J. L., 2001).

Esta diferencia hace que el gas que se utiliza (puede ser hidrógeno, aire, etc.) entre en un ciclo termodinámico, en el cual el gas se desplaza cíclicamente por convección, de esta manera permite mover los pistones en cada ciclo. Veamos un gráfico (figura 2) donde se ilustra este ciclo (Cisneros L. C., Guadalupe J. L., 2001):

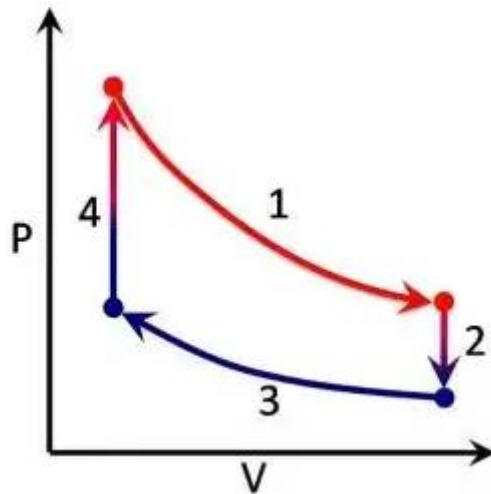


Fig. 2. Ciclo de trabajo del motor Stirling (Cisneros L. C., Guadalupe J. L., 2001).

En este gráfico se puede ver la relación entre el volumen y la presión, a diferentes temperaturas, donde T_1 es mayor a T_2 . Se observa también que estas curvas no se cortan entre sí, y que muestran una relación inversamente proporcional entre volumen y presión. En otras palabras, cumple la relación de los gases ideales:

$$PV = nRT \quad (11)$$

En las siguientes imágenes se puede ilustrar el funcionamiento:

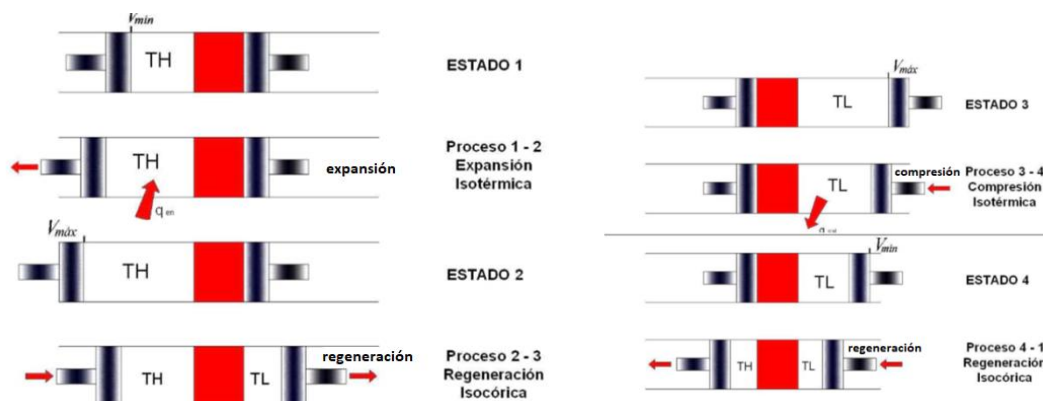


Fig. 3. Ciclo de trabajo del motor Stirling (Cisneros L. C., Guadalupe J. L., 2001)

Esto nos permite ver cuál es el proceso que utiliza el motor para moverse. El ciclo se inicia en la posición 1, donde el gas tiene una presión mayor a todos los estados. Esta se mueve a la posición 2 donde el gas se relaja y comienza a aumentar su volumen a una misma temperatura y los pistones pueden moverse. Para devolver a su posición de inicio, se enfría el gas pasando desde la posición 2 a la 3, donde la curva es de menor temperatura T_2 , por lo que el gas se comienza a contraer, el ciclo termina en la figura 3 cuando los pistones vuelven a su posición de inicio y el gas al mismo volumen que al inicio pero a presión menor. Luego el gas se vuelve a calentar a una temperatura T_1 y el ciclo comienza nuevamente. En el caso del motor termoacústico, que constituye el objetivo del estudio, se emplea un solo pistón que se mueve a lo largo de una única cámara que contiene el gas, y en donde se establecen ambas temperaturas T_1 y T_2 (Sandoval C. F., 2013).

2.3 Tipos de motores Stirling.

Todos los motores Stirling tienen un funcionamiento similar, pero se pueden clasificar en diferentes tipos según la posición del pistón de potencia y el desplazador. Existen tres grupos principales en los que se pueden diferenciar estos motores. (Sandoval C. F., 2013).

2.3.1 Motores de tipo Beta (β).

Este tipo de motor fue el diseño original que hizo Robert Stirling. Consta de un cilindro con dos zonas, una caliente y otra fría. En el interior del cilindro también

se encuentra un desplazador que posibilita el movimiento de aire, y concéntrico con este está el pistón de potencia, que es desfasado a 90° respecto al desplazador. Este tipo de motor es el más eficiente, pero también el más complejo y voluminoso (Sandoval C. F., 2013).

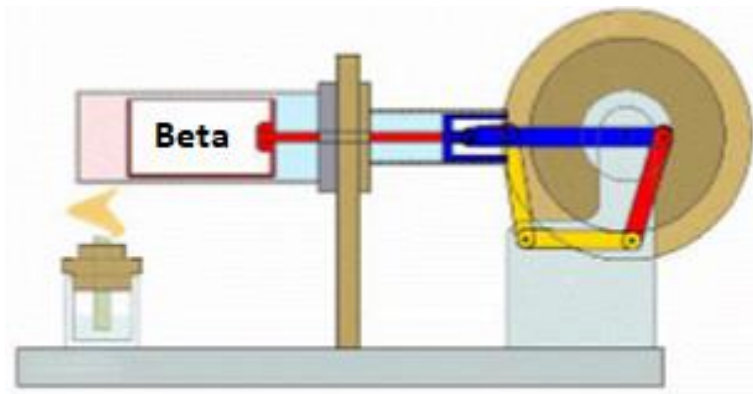


Fig. 4. Motor Stirling tipo β (Sandoval C. F., 2013).

2.3.2 Motores de tipo Alfa (α).

Este motor fue diseñado por el estadounidense Rider. Este modelo, a diferencia del tipo beta, tiene dos cilindros, uno donde se sitúa la zona fría, y en el otro la caliente. En cada cilindro, hay un pistón que están desfasados a 90° uno del otro. Los cilindros están conectados entre sí por un cigüeñal, que hace que la relación potencia/volumen sea alta. El mecanismo de este tipo de motor es bastante sencillo, pero es complicado que no se escape el aire, sobre todo en el cilindro caliente, ya que las altas temperaturas deterioran los materiales. (Sandoval C. F., 2013).

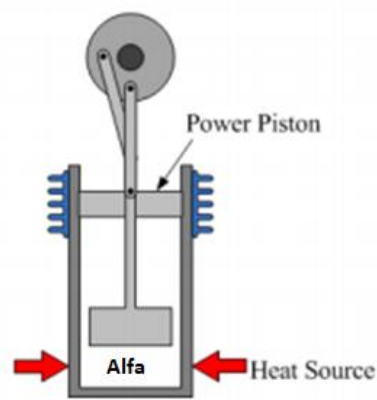


Fig. 5. Motor Stirling tipo α (Sandoval C. F., 2013).

2.3.3 Motores de tipo Gamma (γ).

Este motor es muy parecido al de tipo β , pero es más sencillo de construir. Lo que diferencia al β y al γ es que el γ tiene el pistón de potencia y el desplazador en diferentes cilindros, que están desfasados a 90° . Los dos cilindros están unidos por un cigüeñal. Este motor es más sencillo, pero su potencia es menor que la de tipo β (Sandoval C. F., 2013).

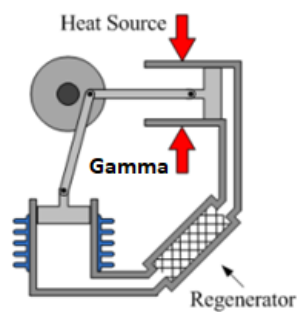


Fig. 6. Motor Stirling tipo γ (Sandoval C. F., 2013).

Existen algunas variantes de este tipo de motor.

Motor Ringbom:

En 1905 Ossian Ringbom inventó un motor derivado del de tipo γ , con una simplicidad mayor, pues el pistón desplazador no está conectado con el de potencia, sino que oscila libre movido por la diferencia de presiones y la gravedad.

Posteriormente se fueron descubriendo pequeñas modificaciones en el motor Ringbom original, que posibilitaba un motor muy simple y tan rápido como cualquiera de los motores clásicos (α , β , γ) (Sandoval C. F., 2013).

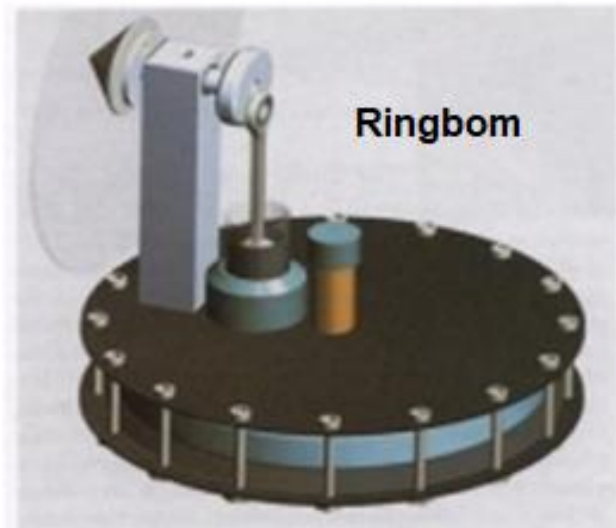


Fig. 7. Motor Ringbom (Sandoval C. F., 2013).

Motor de pistón líquido:

En este tipo de motor se sustituye el pistón y el desplazador por un líquido. Está formado por dos tubos rellenos de un líquido; uno de los tubos actúa de desplazador y otro actúa de pistón. Requiere unos cálculos complicados, y en algunos casos es necesario un tercer tubo llamado sintonizador (Sandoval C. F., 2013).

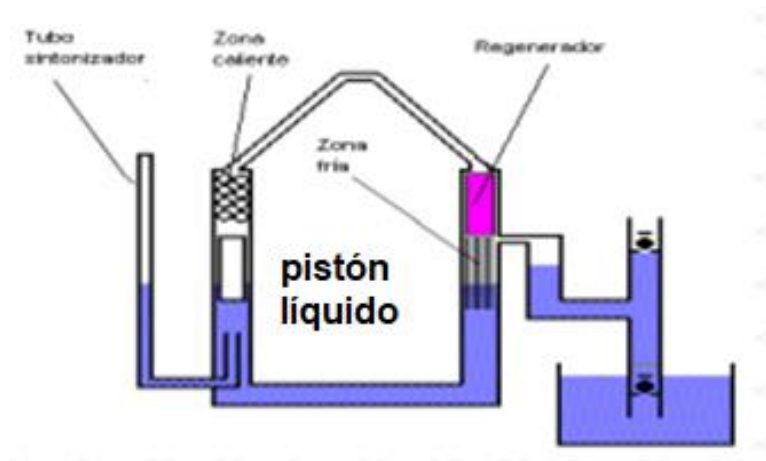


Fig. 8. Motor de pistón líquido (Sandoval C. F., 2013).

Motor Stirling termoacústico:

Probablemente es la evolución última de este motor en el que se simplifica al máximo la mecánica del mismo. No existe el pistón desplazador y por lo tanto carece del sistema de acoplamiento entre los dos pistones del motor original. Funciona gracias a ondas de presión que se generan en el cilindro de gas, de ahí el nombre de “acústico”, merced al calor suministrado en el foco caliente (Mercado E. J., 2009).

2.4 El Regenerador.

En un motor Stirling, el regenerador es un intercambiador de calor interno y el almacén temporal colocado entre el foco caliente y el frío, espacio tal que el líquido de funcionamiento pasa a través de él, primero en una dirección y luego en otra. Su función es conservar dentro del sistema el calor que sería intercambiado por el ambiente en las temperaturas intermedias a las temperaturas del ciclo máximo y del mínimo, así le permite a la eficacia termal del ciclo acercarse al límite de Carnot, eficacia definida por esos máximos y

mínimos. (Sandoval C. F., 2013). En la figura 9 se señala el regenerador para un MST.

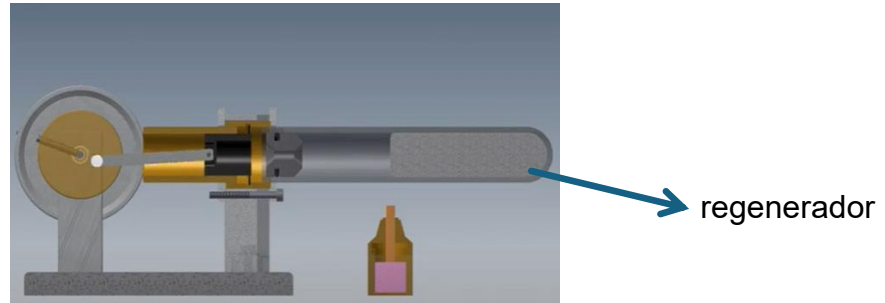


Fig. 9. Motor Stirling termoacústico

El efecto primario de la regeneración en un motor de Stirling es aumentar grandemente la eficacia termal, “reciclando” internamente el calor que pasará a través del motor irreversible. Como efecto secundario, la eficacia termal creciente, ofrece la salida de una energía más alta de un sistema dado de cambiadores de calor calientes y fríos del final (puesto que esta limita el rendimiento de procesamiento del calor del motor), aunque, esta energía adicional no puede ser observada en la práctica completamente como del “espacio muerto” y la pérdida de bombeo inherente en regeneradores prácticos, tiende a tener el efecto opuesto (Sandoval C. F., 2013).

El regenerador ideal sería: un aislador perfecto en una dirección, un conductor perfecto en otra. Con los intercambiadores calientes y fríos, la realización de un regenerador acertado es un acto delicado que se balancea entre la transferencia de alta temperatura con punto bajo viscoso, las pérdidas de bombeo y el espacio muerto bajo. Estos conflictos inherentes del diseño son uno de los muchos factores que limitan la eficacia de los motores prácticos de Stirling. Un ejemplo

típico pudo consistir en un apilado de metal fino de alambre, con punto bajo de porosidad para reducir el espacio muerto, y con las hachas del alambre perpendicular al flujo del gas, para reducir la conducción en esa dirección y para maximizar transferencia del calor de convección. (Sandoval C. F., 2013).

El regenerador es el componente dominante inventado por Roberto Stirling y su presencia distingue un motor Stirling de cualquier otro de ciclo cerrado de aire caliente. Sin embargo, muchos motores sin el regenerador se pueden describir de manera correcta como motores Stirling, en las configuraciones beta y gamma simples con un pistón desplazador “apropiado”, las superficies del desplazador y su cilindro cíclico intercambiarán calor con el líquido de funcionamiento que proporciona un efecto regenerador significativo particularmente en motores pequeños, de baja presión (Sandoval C. F., 2013).

2.5 Eficiencia del motor Stirling.

El rendimiento de un motor térmico es la porción de energía calorífica que es transformada en energía mecánica. Entendiendo que el calor es la energía que fluye entre dos focos a distinta temperatura se puede expresar como (Cisneros L. C., Guadalupe J. L., 2001):

$$\eta = \frac{W}{Q_c} \quad (12)$$

Donde W es el trabajo obtenido y Q_c el calor que fluye del foco caliente al frío. Lo ideal sería un motor con rendimiento 1 (esto es, del 100%) de manera que todo

el calor se transformase en trabajo y nada se “desperdiciase”, sin embargo, existe un principio físico que demuestra que esto es no sólo práctica y teóricamente imposible y a lo máximo que se puede llegar en teoría es a tener un rendimiento que sigue esta expresión (Cisneros L. C., Guadalupe J. L., 2001):

$$\eta = 1 - \frac{T_f}{T_c} \quad (13)$$

Donde T_f y T_c son las temperaturas del foco frío y caliente respectivamente.

De esta expresión se infiere que para que el rendimiento sea lo más próximo a 1 necesitaríamos llevar al infinito la temperatura del foco caliente, lo cual es imposible (Cisneros L. C., Guadalupe J. L., 2001).

2.6 Cinemática.

La Mecánica es una parte de la Física que tiene por objeto estudiar el estado de movimiento de los cuerpos, buscar sus causas y establecer las leyes que rigen estos movimientos. Dependiendo de la naturaleza del estudio, la Mecánica se divide en dos partes Cinemática y Dinámica. La Cinemática estudia de forma genérica el movimiento independientemente de las causas que lo producen. Trata de estudiar en que circunstancias los cuerpos están en reposo, aunque estén sometidos a varias fuerzas. Los elementos básicos de la Cinemática son el espacio, el tiempo y el móvil. La Cinemática Clásica admite la existencia de un espacio y un tiempo absolutos y continuos. Este espacio es independiente de los objetos materiales que contiene. Postula también la existencia de un tiempo absoluto que transcurre del mismo modo en todo el universo y que es el mismo

para todos los observadores, independientemente de su estado de movimiento. De este modo el tiempo se puede representar como una variable real (Resnick, Halliday y Krane, 2002).

2.6.1 Cinemática de traslación.

La Cinemática de traslación es la rama de la Cinemática que se dedica al estudio del caso más simple de movimiento mecánico: el movimiento de traslación de los cuerpos. En este tipo de movimiento las posiciones de todas las partículas o puntos que componen el cuerpo se desplazan una misma cantidad en un instante de tiempo determinado (Resnick, Halliday y Krane, 2002). Las ecuaciones fundamentales de la traslación son las siguientes:

$$v = \frac{dx}{dt} \quad (14)$$

$$a = \frac{dv}{dt} \quad (15)$$

$$p = mv \quad (16)$$

$$F = \frac{dp}{dt} \quad (17)$$

$$E_C = \frac{mv^2}{2} \quad (18)$$

En donde:

v es la velocidad lineal

x es la posición

a es la aceleración

t es el tiempo

p es el momento lineal

F es la fuerza resultante

E_C es la energía cinética de traslación

2.6.2 Cinemática de rotación.

La Cinemática de rotación es la rama de la Cinemática que se dedica al estudio del movimiento de rotación de los cuerpos. La rotación es el movimiento de cambio de orientación de un sólido extenso de forma que, dado un punto cualquiera del mismo, este permanece a una distancia constante de un punto fijo (Resnick, Halliday y Krane, 2002).

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \quad (19)$$

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt} \quad (20)$$

$$L = p \times R \quad (21)$$

$$\tau = R \times F \quad (22)$$

$$E_{CR} = \frac{I\omega^2}{2} \quad (23)$$

Donde:

ω es la velocidad angular

θ es la posición angular

α es la aceleración angular

t es el tiempo

L es el momento angular

τ es el torque

R es el radio

F es la fuerza

E_{CR} es la energía cinética de traslación

I es el momento de inercia

Conclusiones

Se pueden construir máquinas de conversión de energía térmica en mecánica, aprovechando el fenómeno Stirling, que radica en la diferencia de temperatura que se genera entre los focos del motor, un foco a baja temperatura y el otro a una temperatura elevada.

Existen varias variantes de este motor, de las cuales la más reciente y que simplifica al máximo su ingeniería de diseño es el motor Stirling termoacústico.

Se puede estimar una eficiencia teórica ideal del motor dependiente de la temperatura entre ambos focos (caliente y frío).

Para una mayor eficiencia de la máquina es indispensable el regenerador, elemento que permite conservar dentro del sistema el calor que sería intercambiado por el ambiente en las temperaturas intermedias a las temperaturas del ciclo máximo y del mínimo.

Existen leyes de la Cinemática para describir el movimiento de traslación y rotación de un cuerpo, así como leyes y principios termodinámicos que rigen el intercambio de energía de un sistema. Una de las leyes fundamentales es la Primera Ley de la Termodinámica.

El modelo de gas ideal es una aproximación a un gas real que opera a temperaturas relativamente altas o a presiones relativamente bajas.

Capítulo 3 Desarrollo

En este capítulo se exponen los parámetros de diseño de motor (volante de inercia, manivela, dimensión de la carrera, etc.). También se plantean las dimensiones del mismo (longitud de la cámara caliente, longitud de la cámara fría, diámetro del volante de inercia, etc.). Además se muestran cálculos cinemáticos y de los volúmenes en las distintas zonas del motor.

3.1 Desarrollo del motor Stirling termoacústico (MST).

3.1.1 Diseño del MST.

A continuación, se describen las características cinemáticas de la máquina, con la finalidad de encontrar la relación entre el desplazamiento recorrido del pistón y la rotación del eje del motor (ángulo de giro). Estas relaciones se derivan a partir del esquema mostrado en la figura 10.

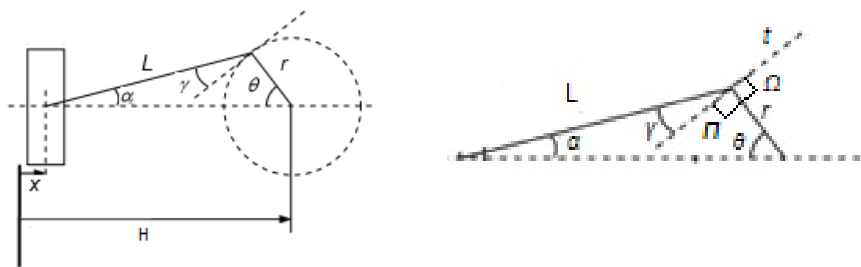


Fig. 10. Esquema cinemático del motor

De acuerdo con el esquema se tienen las siguientes magnitudes:

x : posición del centro de masa del pistón

α : ángulo de la manivela

θ : ángulo de giro del eje del motor
L: longitud de la manivela
r: radio de la rueda del motor

Analizando el triángulo que se forma:

$\Omega = 90^\circ$ porque se forma en el punto de tangencia de la circunferencia y con el radio

Luego $\Pi = 90^\circ$

Aplicando Ley de senos en el triángulo, se tiene:

$$\frac{L}{\sin\theta} = \frac{r}{\sin\alpha}$$

De donde:

$$L\sin\alpha = r\sin\theta \quad (24)$$

Considerando la suma de los ángulos interiores en el triángulo:

$$\alpha + \gamma + \theta + 90^\circ = 180^\circ$$

De donde:

$$\alpha + \theta = 90^\circ - \gamma$$

Por lo tanto:

$$\sin(\alpha + \theta) = \cos\gamma \quad (25)$$

Las ecuaciones (22) y (23) expresan las relaciones entre el ángulo de la manivela α , des pistón γ y el ángulo de giro del eje del motor θ .

Para calcular la posición x del pistón, nos auxiliaremos de la figura 11, que es mostrada a continuación.

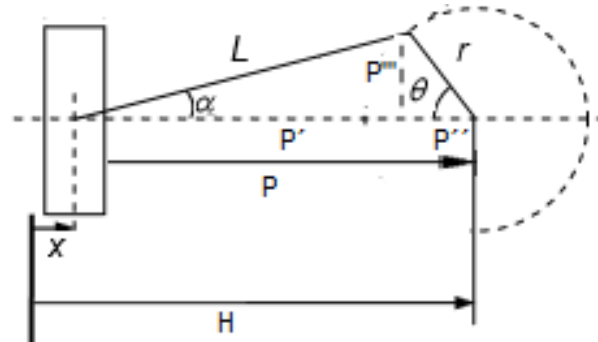


Fig. 11. Posición del pistón

Del diagrama se observa:

$$x = H - P$$

$$P = P' + P''$$

$$\cos\alpha = \frac{P'}{L}, \text{ entonces: } P' = L\cos\alpha$$

$$\cos\theta = \frac{P''}{r}, \text{ entonces: } P'' = r\cos\theta$$

Luego se tendrá que:

$$x = H - L\cos\alpha - r\cos\theta \quad (26)$$

$$\sin\theta = \frac{P'''}{r}, \text{ entonces: } P''' = r\sin\theta$$

Aplicando teorema de Pitágoras:

$$L^2 = P'^2 + P'''^2$$

$$L^2 = L^2 \cos^2 \alpha + r^2 \sin^2 \theta$$

De donde:

$$L \cos \alpha = \sqrt{L^2 - r^2 \sin^2 \theta} \quad (27)$$

A partir de las relaciones (13) y (14) se puede calcular la posición del pistón x.

Vamos a dejar todo en función del ángulo de giro del motor θ :

$$x = H - \sqrt{L^2 - r^2 \sin^2 \theta} - r \cos \theta \quad (28)$$

Ahora todas las variables cinemáticas que no se pueden medir fácilmente, están en función de variables medibles y con ello se completa el modelo cinemático.

Las características del movimiento del pistón dependen del tipo de mecanismo que rige su movimiento, su geometría y sus dimensiones. El movimiento del pistón influye sobre la forma en la que varía el volumen de la zona caliente y de la zona fría, respectivamente, y esto a su vez rige la variación en la presión del sistema (Enríquez L. C., Guadalupe J. L., 2011).

Suponiendo un mecanismo sencillo, tipo biela-manivela (figura 12), se obtiene la variación del volumen en la cámara de forma casi sinusoidal, sobre todo si la biela tiene una longitud grande con relación a la carrera del pistón (Enríquez L. C., Guadalupe J. L., 2011).

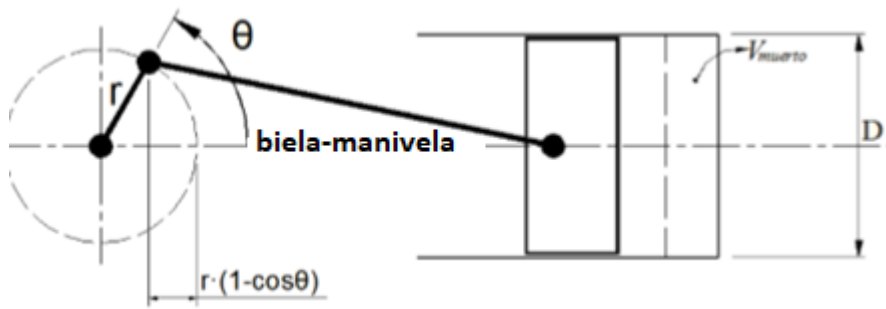


Fig. 12. Pistón con mecanismo tipo biela-manivela (Enríquez L. C., Guadalupe J. L., 2011)

El volumen en el interior de la cámara es igual al volumen que no se mantiene constante con la carrera del pistón (volumen muerto) más el volumen variable, que depende del ángulo de rotación θ del volante y viene dado por la fórmula siguiente (Enríquez L. C., Guadalupe J. L., 2011):

$$V = V_{\text{muerto}} + \frac{\pi D^2}{4} (1 - \cos\theta) \quad (29)$$

Tabla 1. Relaciones cinemáticas

$$x = H - \sqrt{L^2 - r^2 \sin^2 \theta} - r \cos \theta$$

$$V = V_{\text{muerto}} + \frac{\pi D^2}{4} (1 - \cos \theta)$$

En donde:

D: diámetro de la cámara de gas (Enríquez L. C., Guadalupe J. L., 2011).

Teniendo en cuenta las relaciones cinemáticas obtenidas en el desarrollo anterior se estiman las dimensiones óptimas que deben tener cada uno de los componentes del motor. A continuación en la Tabla 2 se muestran los parámetros de diseño del motor:

Tabla 2. Parámetros de diseño del motor

Parámetro	Dimensión
Longitud de la cámara fría	$L_{CF} = 66.4 \text{ mm}$
Diámetro interior de la cámara fría	$D_{int_{CF}} = 16.6 \text{ mm}$
Diámetro exterior de la cámara fría	$D_{ext_{CF}} = 18.4 \text{ mm}$
Longitud de la cámara caliente	$L_{CC} = 68.6 \text{ mm}$
Diámetro interior de la cámara caliente	$D_{int_{CC}} = 17.8 \text{ mm}$
Diámetro exterior de la cámara caliente	$D_{ext_{CC}} = 18.9 \text{ mm}$
Longitud del regenerador mm	$L_R = 37.64 \text{ mm}$
Diámetro interior del regenerador	$D_{int_R} = 7.9 \text{ mm}$
Diámetro exterior del regenerador	$D_{ext_R} = 17.1 \text{ mm}$
Carrera del pistón	$L_P = 17.7 \text{ mm}$
Diámetro del volante de inercia	$D_V = 82.5 \text{ mm}$
Longitud de la manivela	$L_M = 72.3 \text{ mm}$
Longitud de penetración del regenerador en la cámara fría por acople mecánico	$L_{RF} = 7.8 \text{ mm}$

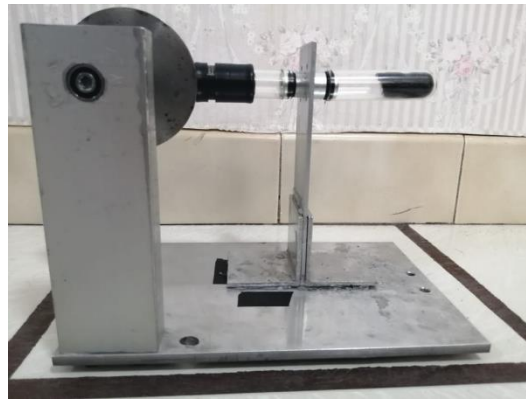
Longitud de penetración del regenerador en la cámara caliente por acople mecánico	$L_{RC} = 7.8 \text{ mm}$
Longitud de la cámara fría	$L_{CF} = 66.4 \text{ mm}$

3.1.2 Desarrollo del MST.

Se desarrolló el prototipo de la MST diseñada en la sección anterior. Para ello se empleó un tubo de ensayo de vidrio, para la cámara caliente, el cual fue cortado a la medida de 68.6 mm. Se empleó un pistón comercial de *Airpot® Corporation*, el cual funcionó como cámara fría. Ambas cámaras fueron acopladas por medio de un intercambiador de aluminio, asegurando la hermeticidad del sistema con 4 o-rings dispuestos en dos pares: uno para la cámara caliente y uno para la cámara fría. Como volante de inercia se usó un disco de masa relativamente elevada para contribuir que el efecto se lograra más rápido. La manivela del pistón fue acoplada al volante de inercia mediante un tornillo. En la cámara caliente se empleó lana de acero en el interior para lograr un mayor diferencial de temperaturas entre ambas cámaras. El intercambiador fue acoplado mediante un orificio a una barra de aluminio. De igual manera el volante de inercia fue acoplado a otra barra de aluminio con un orificio, permitiendo así la rotación del eje del volante. Ambas barras por su parte fueron acopladas a una lámina de aluminio como base. Como fuente de calor para la máquina se empleó un mechero de alcohol. En la figura 13 se muestra el motor confeccionado desde distintas perspectivas.



(a)



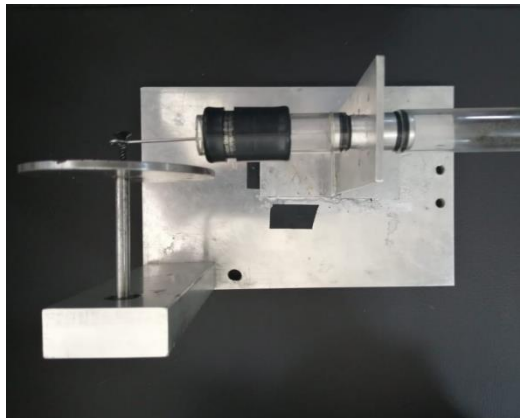
(b)



(c)



(d)



(e)



(f)

Fig. 13. (a), (b), (c), (d), (e), vistas del motor desde distintas perspectivas. (f) Detalle del pistón, el regenerador y las cámaras fría y caliente, respectivamente.

Para la medición el valor de la temperatura en el tiempo se empleó un termopar del tipo Thermocouple MAX6675, acoplado a un arduino UNO, que permitía

obtener los datos de temperatura en el tiempo para su posterior procesamiento estadístico. Se realizaron 2 mediciones de temperaturas para la cámara caliente y dos mediciones para la cámara fría. El termopar fue acoplado a la máquina como muestra la figura 13.



Fig. 14. Termopar acoplado para medición de temperatura.

3.1.3 Un MST mayormente instrumentado.

Se modificaron las dimensiones y la forma del intercambiador del motor. Dicha modificación consistió en aumentar el diámetro interno y externo, así como la longitud del intercambiador.

La instrumentación se realizó con un arduino UNO, un encoder óptico del tipo Motor Encoder RPM Speed Counter Interrupter Sensor Module FC-03 para la medición de revoluciones por minuto, una Thermocouple MAX6675K para las mediciones de temperatura. Con las modificaciones realizadas al motor se pudo acoplar un Transductor de presión Cuifati-04 de 100 PSI, para medir la presión al interior del motor. En esta configuración de motor Stirling las ondas

termoacústicas se producen por variaciones de presión en el interior del tubo. Este parámetro experimental es determinante para que se produzca y se sostenga en el tiempo el efecto Stirling, por lo cual resulta de gran interés poder cuantificarlo experimentalmente. La medición de la velocidad angular (en revoluciones por minuto) se llevó a cabo empleando un encoder óptico del tipo Motor Encoder RPM Speed Counter Interrupter Sensor Module FC-03 con un Arduino UNO

En la figura 14 se muestra el motor confeccionado desde distintas perspectivas:

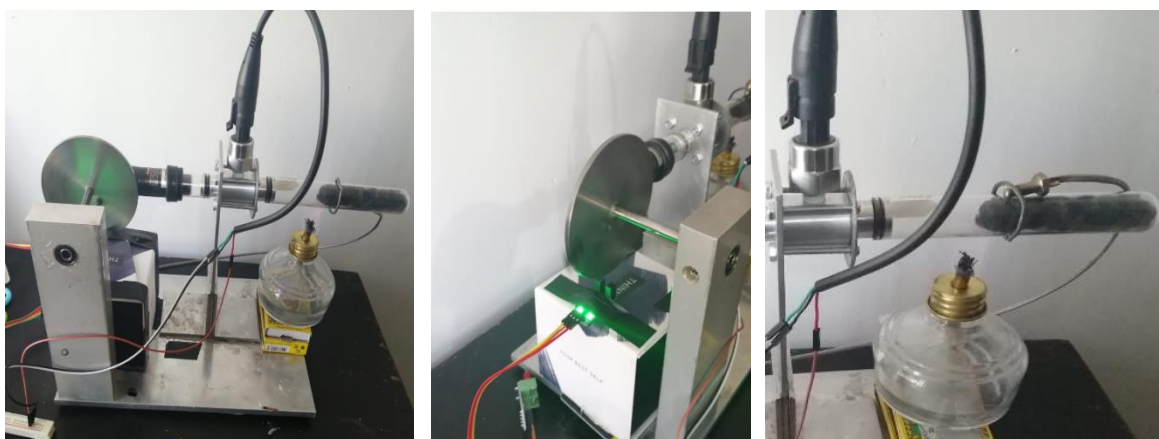


Fig. 15 Instrumentación del motor Stirling termoacústico y adquisición de datos.

Los parámetros de diseño del motor fueron los siguientes:

Tabla 3. Parámetros de diseño del motor.

Parámetro	Dimensión
Longitud de la cámara fría	$L_{CF} = 66.4 \text{ mm}$
Diámetro interior de la cámara fría	$D_{int_{CF}} = 16.6 \text{ mm}$
Diámetro exterior de la cámara fría	$D_{ext_{CF}} = 18.4 \text{ mm}$

Longitud de la cámara caliente	$L_{CC} = 120 \text{ mm}$
Diámetro interior de la cámara caliente	$D_{int_{CC}} = 17.8 \text{ mm}$
Diámetro exterior de la cámara caliente	$D_{ext_{CC}} = 18.9 \text{ mm}$
Longitud del regenerador mm	$L_R = 60 \text{ mm}$
Diámetro interior del regenerador	$D_{int_R} = 7.9 \text{ mm}$
Diámetro exterior del regenerador	$D_{ext_R} = 17.1 \text{ mm}$
Carrera del pistón	$L_P = 17.7 \text{ mm}$
Diámetro del volante de inercia	$D_V = 82.5 \text{ mm}$
Longitud de la manivela	$L_M = 72.3 \text{ mm}$

3.2 Modelo del MST.

La masa total del gas de trabajo contenida en el motor es:

$$m_t = m_E + m_C + m_R \quad (30)$$

Donde: m_E : masa del gas en la zona de expansión

m_C : masa del gas en la zona de compresión

m_R : masa del gas en el regenerador

Considerando que el gas de trabajo sigue el modelo del gas ideal:

$$PV = mRT \quad (31)$$

Sustituyendo (2) en (1) y asumiendo que la presión instantánea del gas de trabajo es espacialmente constante, $P \approx P_E \approx P_C \approx P_R$:

$$m_t = \frac{PV_E}{RT_E} + \frac{PV_C}{RT_C} + \frac{PV_R}{RT_R} \quad (32)$$

donde: V_E , V_C y V_R son los volúmenes en las zonas de expansión, compresión y en el regenerador, respectivamente y T_E , T_C y T_R son las temperaturas en las zonas de expansión, compresión y en el regenerador, respectivamente.

En esta expresión T_R es la temperatura del gas en el regenerador y puede ser calculada suponiendo una distribución lineal de temperatura a través de la longitud L_R de dicho regenerador (modelo de regenerador no poroso), tal distribución se ilustra en la Figura 1 y se expresa como una función del desplazamiento x del pistón (Ulusoy N. 1994).

$$T_R(x) = T_C + \frac{(T_E - T_C)}{L_R}x \quad (33)$$

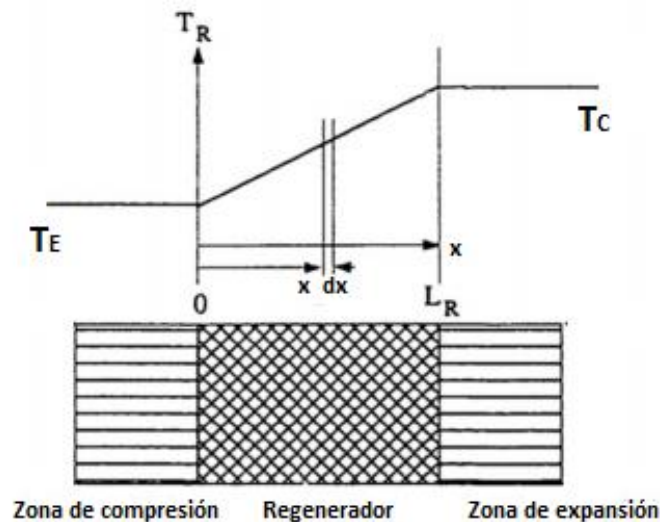


Fig. 16. Distribución lineal de temperatura del gas en el regenerador (Ulusoy N. 1994).

Además, el volumen infinitesimal dV_R del gas en el regenerador se puede expresar como el producto del área constante A_R del regenerador por un elemento diferencial de desplazamiento dx , es decir:

$$dV_R = A_R dx \quad (34)$$

La densidad ρ del gas se puede expresar a partir de la ley de gas ideal como:

$$\rho = \frac{P}{RT_R} \quad (35)$$

Por otro lado, la masa del gas en el regenerador está dada por la definición de densidad:

$$m_R = \rho \int_0^{V_R} dV \quad (36)$$

Sustituyendo ahora (32), (33) y (34) en (35) se llega a la expresión:

$$m_R = \frac{P}{R} \int_0^{L_R} \frac{A_R L_R}{T_C L_R + (T_E - T_C)x} dx \quad (37)$$

Integrando (36):

$$m_R = \frac{PA_R L_R}{R(T_E - T_C)} \ln \left(\frac{(T_E - T_C)L_R + T_C L_R}{T_C L_R} \right) \quad (38)$$

Simplificando y sustituyendo en (37) el volumen del regenerador $V_R = A_R L_R$, se tiene que:

$$\frac{PV_R}{RT_R} = \frac{PV_R}{R(T_E - T_C)} \ln \left(\frac{T_E}{T_C} \right) \quad (39)$$

Reduciendo términos se obtiene la siguiente relación para la temperatura media del regenerador:

$$T_R = \frac{T_E - T_C}{\ln\left(\frac{T_E}{T_C}\right)} \quad (40)$$

Con esta relación se puede estimar cuál es la temperatura en el regenerador a partir de magnitudes (temperaturas) medibles experimentalmente

Conclusiones.

En el presente capítulo se establecieron las condiciones cinemáticas que debe cumplir un motor Stirling termoacústico para su correcto funcionamiento.

En base a estas condiciones teóricas se establecieron los parámetros de diseño óptimos para que funcione la máquina.

Se logró instrumental el dispositivo primeramente para medir temperaturas. Posteriormente se le realizó una modificación en su estructura mecánica para acoplar un sensor de presión capaz de medir este parámetro en tiempo real. Esto es de gran importancia ya que una pérdida de presión puede provocar la desaparición del efecto.

También se instrumentó el dispositivo para medir la velocidad angular en RPM.

Se propuesto un modelo matemático para determinar el diferencial de temperatura óptimo para que se produzca el efecto, así como estimar la temperatura en el regenerador.

Capítulo 4 Resultados

En este capítulo se abordan los resultados obtenidos de las mediciones directas (temperaturas, presión, velocidad angular) así como los cálculos de las magnitudes indirectas como la potencia entregada al motor por el mechero y la eficiencia de la máquina. Está dividido en dos partes, la primera con las dimensiones originales y la segunda con la modificación realizada en el motor para el acople mecánico del sensor de presión. Se analiza que los resultados experimentales estén en concordancia con el modelo propuesto.

4.1 Parámetros térmicos del primer modelo de MST.

Se midió la variación temporal de la temperatura, con la finalidad de encontrar los valores críticos de temperatura en las cámaras caliente y fría, respectivamente, así como el valor crítico del diferencial de temperaturas entre ambas cámaras, para que se produzca el efecto Stirling. La medición comenzó en el instante en que se encendió el mechero de alcohol, ver figura 17.

Los resultados obtenidos se promediaron y posteriormente se graficaron.

A continuación, se muestra la curva de variación de temperatura de la cámara caliente en el tiempo:

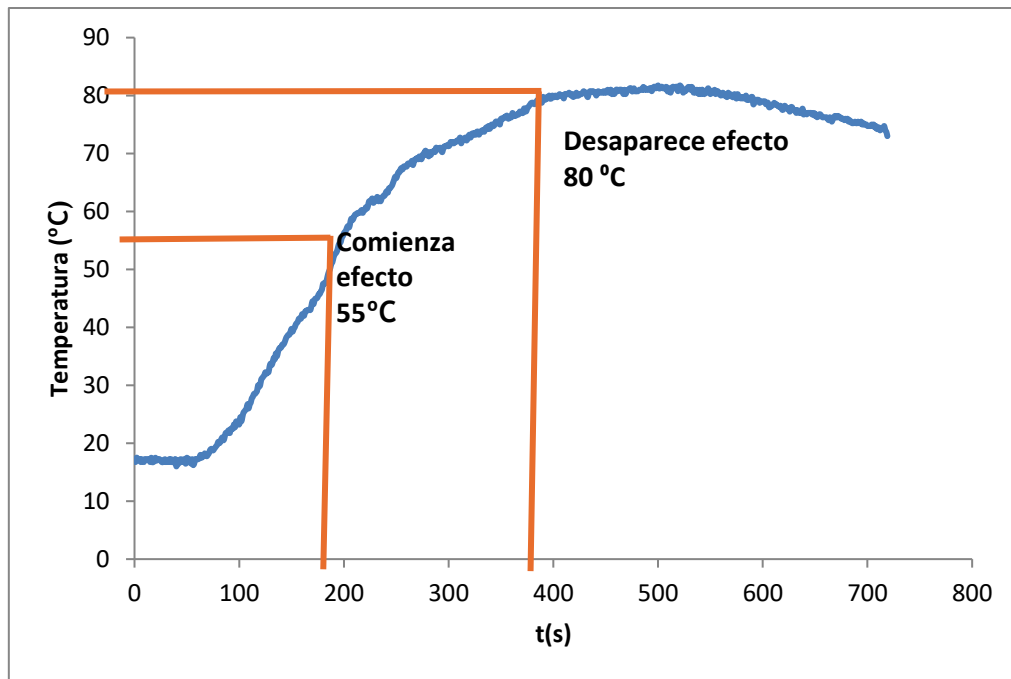


Fig. 17. Variación de temperatura de la cámara caliente en el tiempo

El efecto comienza aproximadamente a una temperatura de 55°C, en un tiempo estimado de 190 segundos, luego de encenderse el mechero y desaparece a una temperatura aproximada de a los 80°C, en un tiempo de 385 segundos aproximadamente, a pesar de que no se quita la fuente de calor.

A continuación, en la figura 18, se muestra la curva de variación de temperatura de la cámara fría en el tiempo:

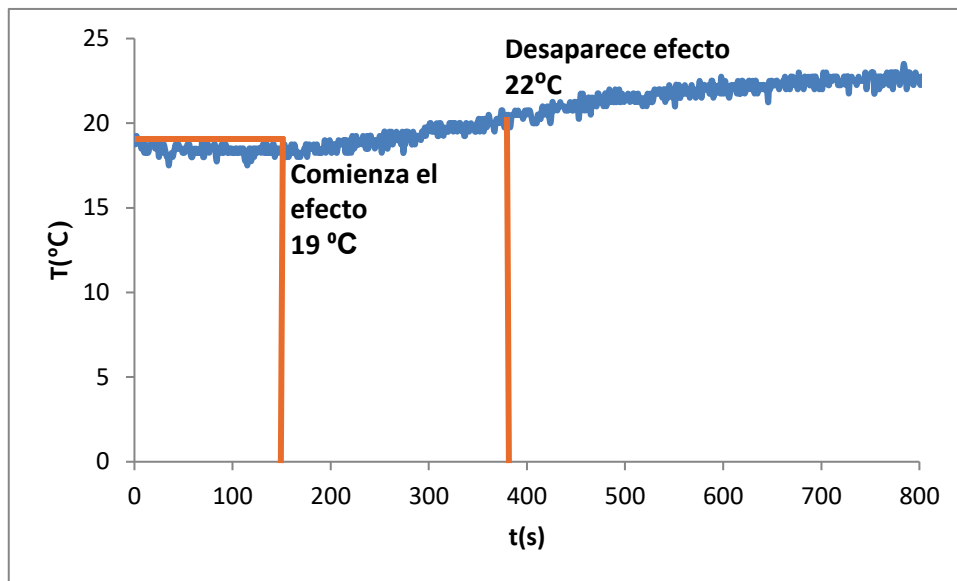


Fig. 18. Curva de variación de temperatura de la cámara fría en el tiempo

El efecto comienza aproximadamente a una temperatura de 19°C, en un tiempo que se estima en los 150 segundos, transcurridos desde que se encendió el mechero y desaparece a una temperatura aproximada de a los 22°C, en un tiempo aproximado de 390 segundos de comenzada la medición, de igual manera sin quitar la fuente de calor.

La razón por la cual el efecto desaparece tempranamente, aun con fuente de calor, se debe al rápido calentamiento del sistema, lo que determina una rápida expansión del gas y en consecuencia se produce un rápido intercambio de flujo de gas de la zona caliente hacia la zona fría. La causa más probable es el diámetro relativamente grande del regenerador. Esto trae como consecuencia que se pierda el diferencial de temperatura crítico para que se produzca el efecto Stirling y en consecuencia este desaparece.

4.1.1 Eficiencia estimada del motor

El calor que entrega el mechero se calcula, calentando agua hasta su punto de ebullición (figura 19). La temperatura inicial fue de 14°C y la final 100 °C.



Fig. 19. Medición del calor que entrega el mechero al sistema

El volumen de agua calentado fue de 2.84 mL y teniendo en cuenta que la densidad del agua es de 1g/mL (Lalinde E., Moreno M. T., 2011), se tiene una masa de agua calentada de 2.84 g. La capacidad calorífica del agua es aproximadamente 1kcal/ kg* °C (Lalinde E., Moreno M. T., 2011). Se realizaron 3 diferentes mediciones, promediándose los resultados.

Luego se obtuvo $Q = mc_{H_2O}\Delta T = 0.24 \text{ kcal}$ (Lalinde E., Moreno M. T., 2011).

Las revoluciones del motor se midieron utilizando un sensor de sonido. Existe un sonido característico coincidente con una mitad de revolución del volante de inercia y con medio ciclo Stirling. La figura 19 muestra el espectro de la onda sonora. Tomando como picos característicos los que alcanzaron 60 dB o más se tiene que en un período de 30 segundos hay 31 picos, lo que equivale a 15.5 rev. en 30 segundos. Luego realizando la conversión $\omega = 0.51 \frac{rev}{s} = 0.51 * 2\pi \frac{rad}{s} = 3.2 \frac{rad}{s}$.

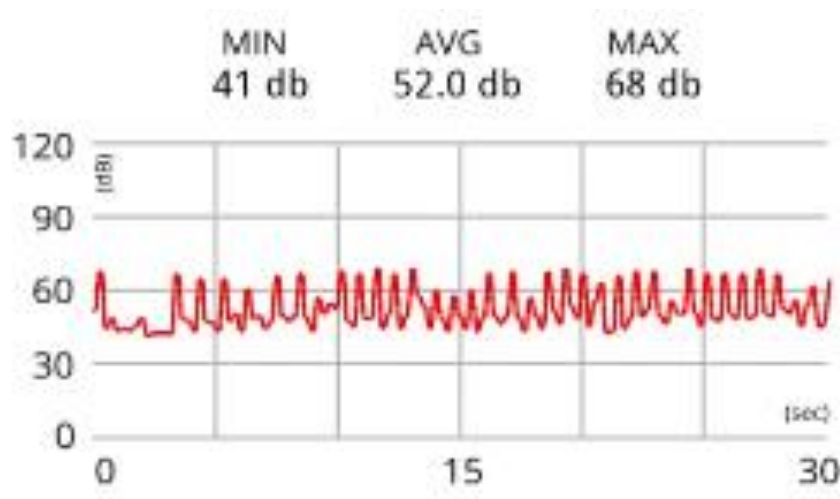


Fig. 20. Espectro de la onda sonora producida por el volante.

Como el diámetro del volante de acuerdo a la tabla 1 es $D_V = 82.5$ mm, y su ancho es $A=3.2$ mm, entonces su volumen será $V_V = \frac{\pi D_V^2 A}{4} = \frac{\pi (82.5)^2}{4} = 17106 \text{ mm}^3 = 17.12 \text{ cm}^3$.

El peso específico del aluminio es 2.7 g/cm^3 , entonces la masa del volante será $M_V = 2.7 * V_V = 2.7 \frac{g}{\text{cm}^3} * 17.12 \text{ cm}^3 = 46.2 \text{ g} = 46.2 * 10^{-3} \text{ kg}$.

El momento de Inercia de un disco sólido (volante de inercia) está dado por la expresión $I_V = \frac{1}{2} \frac{M_V D_V^2}{4} = 0.4 \text{ kgm}^2$ (Resnick, Halliday y Krane, 2002).

La energía cinética de rotación será $E_{CR} = \frac{I\omega^2}{2} = 54.08 \text{ J} = 0.013 \text{ kcal}$

Luego la eficiencia neta será $\eta = \frac{0.013}{0.24} * 100\% = 5.4 \%$

Este valor relativamente bajo de eficiencia concuerda con el experimento, donde se aprecia que la cantidad de revoluciones del volante de inercia es relativamente baja.

4.2 Parámetros térmicos del modelo de MST ampliamente instrumentado.

Luego de realizar la modificación en la máquina con el fin de adaptar el sensor de presión, se encontraron los siguientes resultados para cada uno de los parámetros experimentales.

4.2.1 Medición de la temperatura

Se midió la variación temporal de la temperatura, con la finalidad de encontrar los valores críticos de temperatura en las cámaras caliente y fría, respectivamente, así como el valor crítico del diferencial de temperaturas entre ambas cámaras, para que se produzca el efecto Stirling. La medición comenzó en el instante en que se encendió el mechero de alcohol.

Se midió la temperatura de la cámara caliente y la temperatura de la cámara fría para determinar la evolución del diferencial de temperatura en el tiempo (figura 20).

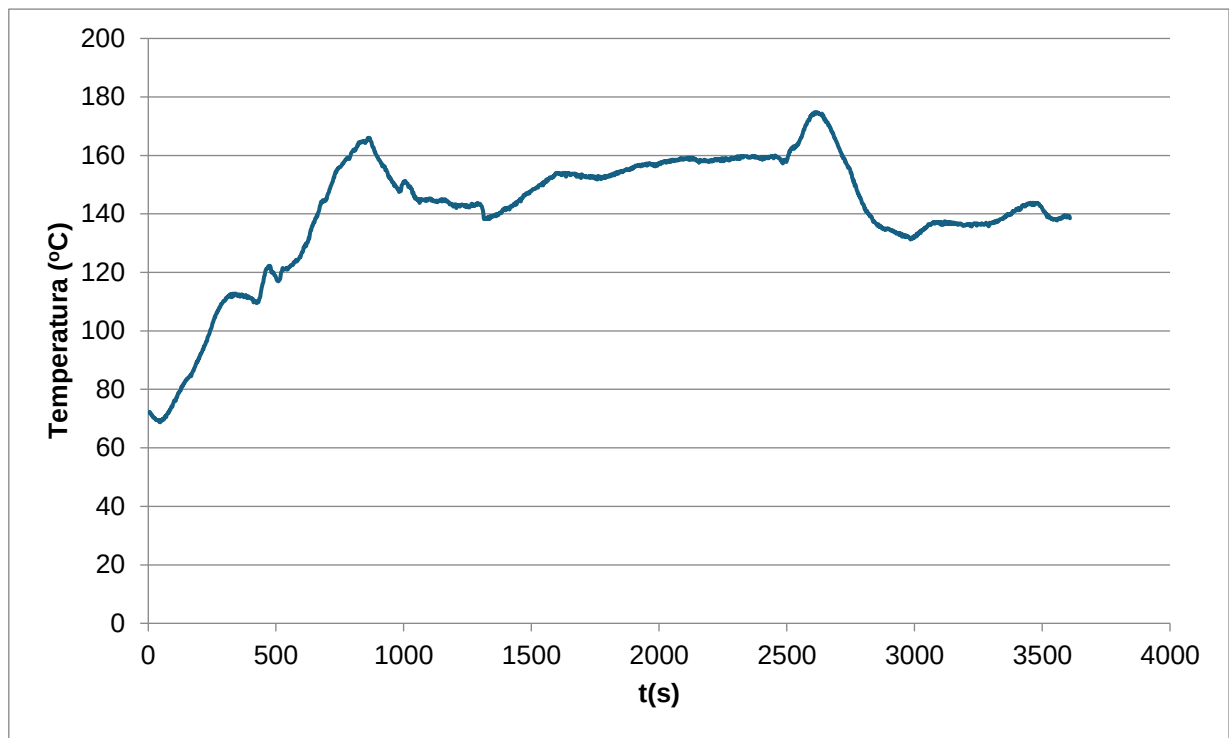


Fig. 21. Diferencial de temperatura en el tiempo

Se observa que el efecto comienza en un tiempo de 260 segundos a una temperatura aproximada de 105 °C en la zona caliente y 26°C en la zona fría, manteniéndose el efecto ilimitadamente. A la hora de mediciones se apagó el mechero y se detuvo la medición para obtener los datos experimentales.

4.2.2 Medición de la presión

Un parámetro fundamental del motor es la presión en el interior de la cámara y es que precisamente debido a los cambios de presión se propaga la onda

termoacústica que ocasiona el efecto. Una pérdida de la presión crítica implica la desaparición del efecto Stirling.

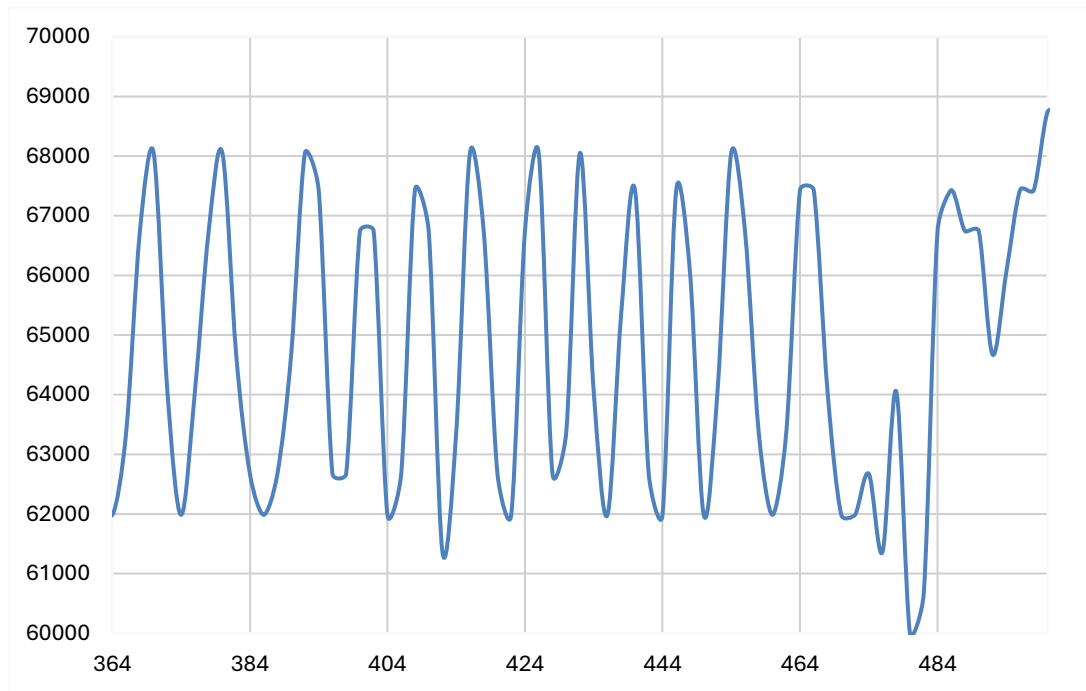


Fig. 22. Variación de presión contra tiempo mientras ocurre el efecto Stirling

La presión se mantuvo oscilando en un rango entre 62000 y 68000 Pa, aproximadamente lo cual permite asegurar que estos son los límites superior e inferior críticos, respectivamente, para que se sostenga la onda termoacústica que determina el efecto de la máquina.

4.2.3 Medición de la velocidad angular del volante de inercia y cálculo de la eficiencia de conversión

La evolución de la velocidad angular en el tiempo se muestra en el siguiente gráfico (figura 22):

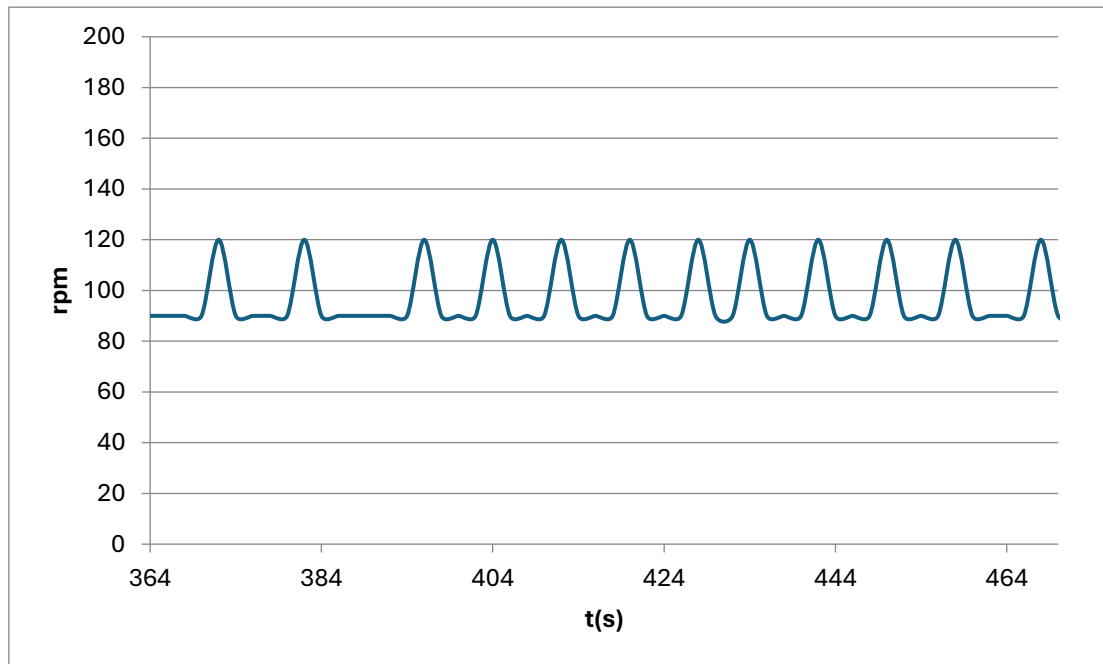


Fig. 23. Revoluciones por minuto contra tiempo

Integrando los picos de la curva se observa que el efecto Stirling provoca una velocidad angular promedio de 90 rpm y este máximo se mantiene prácticamente constante ante el paso del tiempo, solo presenta intervalos infinitesimales de fluctuación

El calor que entrega el mechero se calcula, calentando agua hasta su punto de ebullición. La temperatura inicial fue de 14°C y la final 100 °C.

El volumen de agua calentado fue de 2.84 mL y teniendo en cuenta que la densidad del agua es de 1g/mL, se tiene una masa de agua calentada de 2.84

g. La capacidad calorífica del agua es aproximadamente 1kcal/ kg °C (Lalinde E., Moreno M. T., 2011). Se realizaron 5 diferentes mediciones, promediándose los resultados.

Luego se obtuvo (Lalinde E., Moreno M. T., 2011 $Q = mc_{H_2O}\Delta T = 0.24 \text{ kcal}$.

Como el diámetro del volante de acuerdo a la tabla 1 es $D_V=82.5 \text{ mm}$, y su ancho es $A=3.2 \text{ mm}$, entonces su volumen ser $V_V = \frac{\pi D_V^2 A}{4} = \frac{\pi (82.5)^2}{4} = 17106 \text{ mm}^3 = 17.12 \text{ cm}^3$.

El peso específico del aluminio es 2.7 g/cm^3 (Lalinde E., Moreno M. T., 2011), entonces la masa del volante ser $M_V = 2.7 \times V_V = 2.7 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} \times 17.12 \text{ cm}^3 = 46.2 \text{ g} = 46.2 \times 10^{-3} \text{ kg}$.

El momento de inercia del volante es $I_V = \frac{1}{2} \frac{M_V D_V^2}{4} = 0.4 \text{ kgm}^2$.

La energía cinética de rotación es $E_{CR} = \frac{I\omega^2}{2} = \frac{0.4 \text{ kgm}^2 * (9.42 \text{ rad/s})^2}{2} = 17.7 \text{ J} = 0.042 \text{ kcal}$.

Luego, la eficiencia de convección del motor e $\eta = \frac{E_{CR}}{Q_c} * 100\% = \frac{0.042 \text{ kcal}}{0.24 \text{ kcal}} * 100\% = 17.5\%$

4.3 Valores de parámetros que permiten mantener el efecto Stirling en la MST.

Tabla 4. Valores de parámetros que permiten mantener el efecto Stirling en la MST.

Parámetro	Dimensión
Diferencial de temperatura	$\sim 80^{\circ}\text{C}$
Presión	[6200-6800] Pa
Longitud de la cámara fría	$L_{CF} = 66.4 \text{ mm}$
Diámetro interior de la cámara fría	$D_{int_{CF}} = 16.6 \text{ mm}$
Diámetro exterior de la cámara fría	$D_{ext_{CF}} = 18.4 \text{ mm}$
Longitud de la cámara caliente	$L_{CC} = 120 \text{ mm}$
Diámetro interior de la cámara caliente	$D_{int_{CC}} = 17.8 \text{ mm}$
Diámetro exterior de la cámara caliente	$D_{ext_{CC}} = 18.9 \text{ mm}$
Longitud del regenerador mm	$L_R = 60 \text{ mm}$
Diámetro interior del regenerador	$D_{int_R} = 7.9 \text{ mm}$
Diámetro exterior del regenerador	$D_{ext_R} = 17.1 \text{ mm}$
Carrera del pistón	$L_P = 17.7 \text{ mm}$
Diámetro del volante de inercia	$D_V = 82.5 \text{ mm}$
Longitud de la manivela	$L_M = 72.3 \text{ mm}$

4.4 Relación de los datos experimentales con el modelo de la MST.

La eficiencia relativamente baja de ambas configuraciones de motores está en concordancia con el modelo de temperaturas propuesto. Esto se debe a que la temperatura del regenerador está totalmente condicionada por la expresión (39), es decir es proporcional a la diferencia de las temperaturas de las zonas caliente y fría entre el logaritmo neperiano del cociente de ambas. Esto produce que la temperatura en el regenerador se mantenga prácticamente constante en el tiempo pues si aumenta la temperatura en la zona caliente, se le restará la contribución del respectivo aumento en la zona fría e inversamente. Lo anterior ayuda a que se mantenga el diferencial óptimo, pero limita la cantidad de revoluciones del volante de inercia y por lo tanto acota la eficiencia de conversión.

Conclusiones

Con la configuración inicial del motor el efecto Stirling desaparece tempranamente, aun con fuente de calor. Este fenómeno se debe al rápido calentamiento del sistema, lo que determina una rápida expansión del gas y en consecuencia se produce un rápido intercambio de flujo de gas de la zona caliente hacia la zona fría. La causa más probable es que el intercambiador no es muy grande y por ende pasa demasiado el gas caliente a la cámara fría, impidiendo que el gradiente de temperatura se sostenga mucho tiempo.

Con la modificación realizada al motor, el efecto Stirling El efecto se logra mantener en el tiempo, ya no desaparece, a lo cual contribuyó el rediseño del intercambiador que posibilita que se mantenga el diferencial de temperatura crítico.

La nueva configuración del motor posibilitó también que se pudiera medir experimentalmente la presión en el interior de la cámara. La presión en el interior del motor se mantuvo oscilando en un rango entre 62000 y 68000 Pa, aproximadamente lo cual permite asegurar que estos son los límites superior e inferior críticos, respectivamente, para que se sostenga la onda termoacústica que determina la ocurrencia del efecto Stirling en nuestra configuración.

El fenómeno Stirling en la máquina provoca una velocidad angular aproximada de 90 rpm y este máximo se mantiene prácticamente constante ante el paso del tiempo, solo presenta intervalos infinitesimales de fluctuación

Con la modificación realizada al motor aumentó la eficiencia de conversión de energía térmica en mecánica, lo cual contribuye una mejora significativa en la conversión. A pesar de este aumento el valor de la eficiencia de conversión continúa siendo relativamente bajo, lo cual concuerda con el experimento, donde se aprecia que la cantidad de revoluciones del volante de inercia es relativamente baja. Esto concuerda con el modelo planteado, ya que si la temperatura del regenerador se mantiene casi constante se limita la cantidad de revoluciones del volante de inercia y por lo tanto acota la eficiencia de conversión.

Capítulo 5 Conclusiones

Los motores Stirling termoacústicos tienen mayores ventajas respecto a los motores Stirling tradicionales. La principal ventaja sobre el resto radica en que su confección, por ser de simple diseño mecánico, es mucho más sencilla y por ende menos costosa.

El regenerador posibilita el efecto Stirling, conservando dentro del sistema el calor que sería intercambiado por el ambiente en las temperaturas intermedias a las temperaturas del ciclo máximo y del mínimo.

Se confeccionó una máquina Stirling termoacústica y se establecieron sus condiciones de operatividad.

Con la configuración inicial del motor el efecto Stirling desaparece tempranamente, aun con fuente de calor. Este fenómeno se debe al rápido calentamiento del sistema, lo que determina una rápida expansión del gas y en consecuencia se produce un rápido intercambio de flujo de gas de la zona caliente hacia la zona fría. La causa más probable es que el intercambiador no es muy grande y por ende pasa demasiado el gas caliente a la cámara fría, impidiendo que el gradiente de temperatura se sostenga mucho tiempo.

Con la modificación realizada al motor, el efecto Stirling se logra mantener en el tiempo, ya no desaparece, a lo cual contribuyó el rediseño del intercambiador que posibilita que se mantenga el diferencial de temperatura crítico.

La configuración instrumentada y mejorada del motor posibilitó también que se pudiera medir experimentalmente la presión en el interior de la cámara. La

presión en el interior del motor se mantuvo oscilando en un rango entre 62000 y 68000 Pa, aproximadamente lo cual permite asegurar que estos son los límites superior e inferior críticos, respectivamente, para que se sostenga la onda termoacústica que determina la ocurrencia del efecto Stirling en nuestra configuración.

El fenómeno Stirling en la máquina provoca una velocidad angular aproximada de 90 rpm y este máximo se mantiene prácticamente constante ante el paso del tiempo, solo presenta intervalos infinitesimales de fluctuación

Con la modificación realizada al motor aumentó la eficiencia de conversión de energía térmica en mecánica de 5.4% a un 17.5 % aproximadamente, lo cual contribuye una mejora significativa en la conversión. A pesar de este aumento el valor de la eficiencia de conversión continúa siendo relativamente bajo, lo cual concuerda con el experimento, donde se aprecia que la cantidad de revoluciones del volante de inercia es relativamente baja.

La temperatura en el regenerador, según el modelo, se mantiene prácticamente constante en el tiempo pues si aumenta la temperatura en la zona caliente, se le restará la contribución del respectivo aumento en la zona fría e inversamente. Lo anterior ayuda a que se mantenga el diferencial óptimo, pero limita la cantidad de revoluciones del volante de inercia y por lo tanto acota la eficiencia de conversión.

REFERENCIAS

Biwa, T., Watanabe, T., & Penelet, G. (2020). Flywheel-based traveling-wave thermoacoustic engine. *Applied Physics Letters*, 117(24).

Carlos Fernando Sandoval Camacho, Comparativa de Huella Ecológica de Motor Stirling Contra Celda Fotovoltaica, Tesis que como Requisito para Obtener el Grado de Maestría en Energías Renovables, Centro de Investigación en Materiales Avanzados, S.C., Chihuahua, Chih., Junio 2013

Dhuchakallaya, I., & Saechan, P. (2020). The effect of phase-adjuster on the performance of a thermoacoustic Stirling heat engine. *Thermal Science and Engineering Progress*, 20, 100665.

Dhuchakallaya, I., Jearsiripongkul, T., & Saechan, P. (2022). Acoustic field improvement through adjustable resonator to enhance the performance of thermoacoustic-Stirling engine. *Energy Reports*, 8, 979-985.

Elena Lalinde Peña, M^a Teresa Moreno García, Operaciones Básicas d Laboratorio, Licenciatura de Químicas 1er Curso, Departamento de Química, Área de Química Inorgánica, Universidad de la Rioja, 2011.

Enríquez Cisneros Luis Carlos, Guadalupe Almeida Jorge Luis, Diseño y Construcción de un motor Stirling Solar para el Laboratorio de Termodinámica, Proyecto Previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, Quito, Junio 2011.

Howell, J., & Buckius, R. (1990). Principios de termodinámica para ingenieros. México D.F.: McGraw-Hill.

Hsu, S. H., & Li, Y. T. (2023). Estimation of limit cycle amplitude after onset threshold of thermoacoustic Stirling engine. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 147, 110956.

L.Crema, F. Alberti, A. Bertaso y A. Bozzoli, «Development of a pellet boiler with Stirling engine form m-chp domestic application,» Springer Open, Trento, 2011.

Lai, C. H., & Hsu, S. H. (2024). Empirical Modeling of Subcritical Hopf Bifurcation of Thermoacoustic Stirling Engine. *Aerospace*, 11(5), 347.

M. Mercado Medina E. J., Estudio de un motor de combustión externa, Tesis de Ingeniería, Mérida, 2009.

Martaj N, Rochelle P, 1D modelling of an alpha type Stirling engine, 2014, doi: 10.1051/smdo/2013019.

Minale, T. A., Lanzetta, F., Begot, S., & Getie, M. Z. (2024). Thermodynamics Modeling and Optimization of Stirling Heat Pump: A Review. *Sustainable Development Research in Materials and Energy: Advancement of Science and Technology*, 289-306.

Penelet, G., Watanabe, T., & Biwa, T. (2021). Study of a thermoacoustic-Stirling engine connected to a piston-crank-flywheel assembly. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 149(3), 1674-1684.

Resnick, Halliday y Krane, (2002). Física. Vol I. México. Editorial Cecs.

Saravia L, Alía de Saravia D, Echazú R, Alcorta G, Simulación de sistemas termomecánicos solares con el programa simusol, el motor Stirling simulación y construcción, 2007, ISSN 0329-5184.

Sánchez J, Román R, Frederick G, Modelación un Motor Stirling tipo gama para bajas entalpías, 2010.

Thermodynamics: An Engineering Approach (Fourth Edition), ISBN 0-07-238332-1, Cengel, Yunus A.; Boles, Michael A., p.89, 2001.

Zare, S., & Tavakolpour-Saleh, A. R. (2021). Modeling, construction, and testing of a diaphragm thermoacoustic Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, 243, 114394.