



Trabajo Fin de Máster

Modelado de un Free Piston Stirling Engine (FPSE)
para su implementación posterior en una caldera
de biomasa.

Modelling of a Free Piston Stirling Engine (FPSE)
for a further implementation in a biomass boiler.

Autor

Juan Anat Gómez Belenguer

Director

Francisco Javier Uche Marcuello

Máster Universitario en energías renovables y eficiencia energética

Universidad de Zaragoza / Escuela de Ingeniería y Arquitectura

2024

MODELADO DE UN FREE PISTON STIRLING ENGINE (FPSE) PARA SU IMPLEMENTACIÓN POSTERIOR EN UNA CALDERA DE BIOMASA.

RESUMEN:

En este trabajo, se presenta el diseño de un Free Piston Stirling Engine para la generación de alrededor de 1 kW_e de energía eléctrica alimentado con el calor proveniente de una caldera de biomasa. El objetivo principal es desarrollar un modelo detallado del motor, incluyendo sus medidas geométricas, así como los componentes del calentador, enfriador y regenerador.

Para ello, se partirá de un modelo termodinámico flexible existente y de uso libre y modificándolo de manera íntegra para la adaptación al modelo deseado.

A partir de los resultados, se estudiará la producción del motor según las temperaturas y los datos de diseño además de incluir un análisis de sensibilidad.

Este trabajo no incluye el estudio y comportamiento dinámico del motor (estudio de resonancias, muelles y amortiguadores del pistón y desplazador de un Free Pistón Stirling Engine), dada la complejidad de este modelo y la necesidad de datos de diseño de un motor real que no se disponen.

Este proyecto se usará para una futura implementación en una caldera de biomasa y se buscará validar los datos con experimentos futuros.

Índice

PREÁMBULO	4
Objetivo y alcance.....	4
Contexto	4
Métodos y Técnicas	4
Estado del arte.....	5
INTRODUCCIÓN	7
MODELADO	13
Funcionamiento Modelo MATLAB	13
Dimensiones básicas del FPSE	15
Especificaciones intercambiadores	16
Modo de operación.....	23
Caso base y resultados.....	24
ANALISIS DE SENSIBILIDAD	30
Variación de la temperatura del foco caliente.....	30
Variación de la temperatura del foco frio.....	32
Modificación del fluido de trabajo.....	33
Variación del número de aletas en el enfriador	35
Variación de la porosidad de la matriz en el calentador.....	36
CONCLUSIONES.....	38
ANEXOS.....	39
ANEXO 1: Ecuaciones de resolución del sistema adiabático	39
ANEXO 2: Ecuaciones parámetros básicos FPSE.....	41
ANEXO 3: Ecuaciones de MATLAB INTERCAMBIADORES DE CALOR	44
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	47
ÍNDICE DE TABLAS	48
ÍNDICE DE GRÁFICAS	49
REFERENCIAS	50

PREÁMBULO

Objetivo y alcance

En este trabajo de fin de máster se ha modelado un free Piston Stirling Engine (FPSE) para la obtención de aproximadamente 1 kW_e de energía eléctrica, utilizando el calor aportado por una caldera de biomasa, formando así una pequeña instalación de micro cogeneración de calor y electricidad, que puedan suplir las demandas de calefacción y electricidad especialmente en zonas rurales aisladas de la red eléctrica.

El programa MATLAB es la herramienta fundamental para el desarrollo de este trabajo, permitiendo realizar simulaciones y análisis computacionales detallados del FPSE, así como evaluar las prestaciones del motor en diferentes condiciones de operación.

Más adelante, se ha realizado un análisis de sensibilidad para estudiar el comportamiento del motor cuando se realiza un cambio en diferentes parámetros clave tanto de diseño como de operación (temperaturas, geometría y materiales elegidos para el calentador, enfriador y regenerador).

Gracias al programa creado, se puede:

- Observar el comportamiento termodinámico del motor a lo largo de todo su ciclo (proporcionando gráficas de energía, temperaturas de diferentes puntos característicos y presiones en función del ángulo de giro del Stirling en un ciclo completo).
- Analizar la influencia de los parámetros geométricos en el análisis de sensibilidad. Variando las dimensiones y proporciones de los componentes del motor, se puede estudiar el impacto sobre el rendimiento y eficiencia.

Contexto

Este trabajo se realiza en el marco de una de las actividades del proyecto de investigación TED2021-131397B-I00 (ENSURE-Transición Ecológica en zonas rurales), centrada en la experimentación de una micro cogeneración de un motor Stirling integrado en una caldera de biomasa, cuya instalación está ubicada en la Nave 3 del edificio Agustín de Betancourt.

Métodos y Técnicas

El enfoque de investigación del modelo está basado en principios teóricos termodinámicos. Para su desarrollo, se ha realizado una recopilación y análisis de datos a través de un extenso estado del arte de artículos publicados con anterioridad de esta tecnología y en particular la de los FPSE, donde se han recopilado cuáles son los parámetros clave.

El modelo se ha implementado a través de un software de simulación computacional avanzado como MATLAB para modelar el comportamiento del FPSE. Está basado en un programa ya existente, creado por Urieli y Bertzkowich [1], y se ha modificado para adaptarlo a nuevas prestaciones y a la versión actual de software licenciado en Unizar.

El programa simula el ciclo de trabajo con ciertos parámetros de diseño introducidos previamente por el usuario a su elección, para evaluar el rendimiento del motor y estudiar otros parámetros de salida relevantes.

A partir de ahí, el programa permite realizar un análisis de sensibilidad cambiando algunos parámetros que se pueden considerar como críticos o a estudiar.

Estado del arte

Para el estudio del estado del arte de este TFM, se ha realizado la lectura y análisis de casi un centenar de artículos de diferentes revistas, así como otros TFE e incluso tesis doctorales. En esta sección se resume los aspectos más destacables de algunos de ellos que han servido para el desarrollo de este TFM en mayor o menor medida.

Hay revisiones de la tecnología Stirling explicando el funcionamiento básico de conceptos generales sin datos [2], aplicando de los tres modelos termodinámicos básicos expuestos en este TFM de Urieli et al [1] con un modelo β experimental. Otras referencias [3] reproducen esencialmente los modelos termodinámicos sencillos ya expuestos de Urieli y Berkowitz en [1].

Otras referencias [4-5] son un poco más complejas en su modelado o varían el combustible utilizado (biomasa [6]). Este último trabajo además también realiza una comparación por tamaños, tecnologías, combustibles, rendimientos, viabilidades y emisiones.

Hay referencias específicas al modelado de FPSE [7]. En este caso los datos son de un motor de 1 kWe, el modelo RE1000. Cuenta una sección teórica bastante completa donde expone los diferentes tipos, un modelado básico termodinámico-dinámico integrado, y validaciones con los modelos RE-1000 y SU-Tech-RS-1.

Una constante en esta tecnología es la escasez de datos técnicos de modelos comerciales para constatar modelos teóricos. La NASA diseñó en los años 90 un motor llamado RE-1000 [7-8], donde un modelo térmico-dinámico integrado con álgebra matricial [9] algo ya antiguo, pero bastante completo (incluyen pérdidas y variación de entropías). En [10], un modelo cuasi-estático de 14 zonas para el regenerador, o bien [11], un modelo parecido al anterior, pero con análisis paramétricos de variación de algunos parámetros de diseño. Sus datos de diseño son públicos, pero corresponden a un diseño técnicamente obsoleto en la actualidad

Otro prototipo experimental de reducida producción es el SUTECH-SR-1, liderado por el equipo de Zare [13], que proporciona datos para este caso además de realizar análisis dinámico. Los análisis de un modelo no lineal combinado térmico-dinámico de perturbación que linealizan el modelo final pueden verse en [14] y [15].

En [16], se comparan diferentes simulaciones con diferentes fluidos de trabajo, también se hará con el modelo de este trabajo más adelante.

En otras referencias se adentra en las características de los intercambiadores [12]. En [17] establece un modelo con ecuaciones diferenciales ordinarias resuelto con un solver llamado ASPEN. En [18] plantea un modelo simple y sencillo de ensuciamiento en los intercambiadores de un Stirling α teórico. En [19] se trabaja con el diseño de las áreas de los intercambiadores de un Stirling γ con helio como fluido de trabajo y un modelo real del ciclo del motor, de nuevo la potencia es muy baja. En [20] se desarrolla un modelo zonal en los intercambiadores con algunos datos según la temperatura. Finalmente, en [21] un modelo denominado de “sexto orden” que integra el modelo dinámico y termodinámico de una forma novedosa, validado con el motor SUTECH-RS-1 se expone.

En [30], Zare et al. también predicen el comportamiento del arranque de un FPSE y lo valida para su modelo SUTECH.RS-1. En [31] detallan las optimizaciones aplicadas a este tipo de motores con detalles del regenerador y algunos datos comerciales. Además, lo completa con un análisis termodinámico sencillo.

En cuanto a la integración de modelos Stirling con calderas de biomasa, existen varios artículos relevantes. En [33] se compara un Stirling alimentado con energía solar o biomasa, incluso saca el coste energético nivelado o LCOE, aunque es un modelado sencillo en el caso solar y

experimental para la biomasa, y no distingue tipos de motores. En [34], con un motor Stirling γ de nitrógeno y 1 kWe se estudió el ensuciamiento asociado a pellets y bagazo de caña. En [36] diferentes tipos de biomasa para un modelo de 100We se experimentaron. Las temperaturas de trabajo para el foco caliente (Stirling) se sitúan en los 500 °C, aunque la potencia máxima obtenida fueron 96 W, lejos del objetivo de este TFM.

La tesis de Araoz [29] detalla las aplicaciones “micro” combinadas con calor y sistemas de potencia, y describe muy bien los diferentes modelos Stirling y sus ecuaciones.

En [36] se realiza la validación experimental de una micro CHP comercial para biomasa llamada Sunmachine que ya no está en el mercado. Tiene modelos sencillos de regresión es útil para contrastar datos experimentales. Finalmente, y en una integración puramente eléctrica, en [37] analiza el control integrado con FV, pero al análisis térmico del comportamiento del Stirling es algo simplificado.

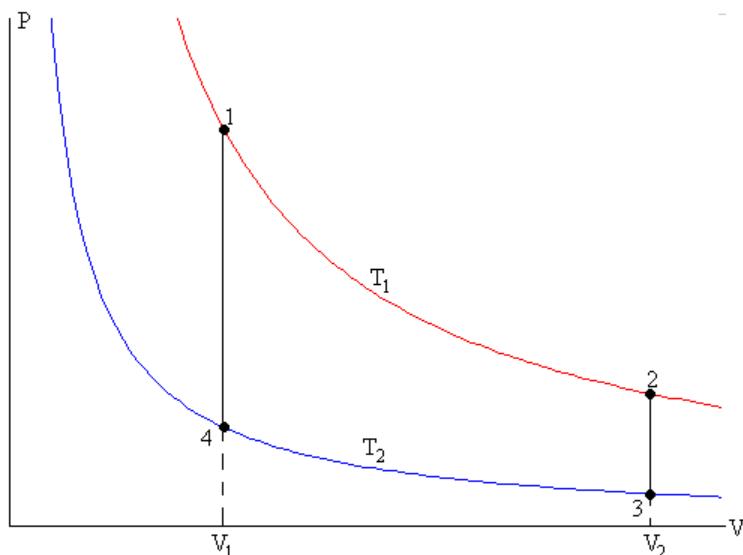
INTRODUCCIÓN

Los motores Stirling, creados en 1816 por el reverendo Robert Stirling, son una clase de motores que funcionan mediante la compresión y expansión cíclica de un gas a diferentes temperaturas. Este tipo de motor es conocido por su alta eficiencia y versatilidad, ya que puede utilizar diversas fuentes de calor, desde combustibles fósiles hasta energía solar y geotérmica. La clave del funcionamiento de los motores Stirling radica en su ciclo termodinámico, que aprovecha las diferencias de temperatura para generar energía mecánica de manera efectiva y silenciosa, sin las vibraciones típicas de los motores de combustión interna, al ser un motor de combustión externa.

Los motores Stirling destacan por su capacidad de utilizar fuentes de energía renovables, contribuyendo significativamente a la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero. Al operar con energía solar o biomasa en nuestro caso, estos motores pueden disminuir la dependencia de los combustibles fósiles y, por ende, reducir la huella de carbono. En aplicaciones como la cogeneración, donde el calor se aprovecha para calefacción, los motores Stirling pueden alcanzar niveles aún mayores de eficiencia.

El ciclo termodinámico ideal de un motor Stirling consiste en cuatro etapas: compresión, calentamiento, expansión y enfriamiento.

Estas 4 fases se proceden a explicar seguidamente:



Gráfica 1. Ciclo Stirling ideal [25]

- Proceso 1-2: expansión isotérmica a temperatura T_1 , desde un volumen inicial V_1 a un volumen final V_2 . El gas realiza un trabajo W_{12} , por tanto, tiene que absorber una cantidad igual de energía del foco caliente para mantener su temperatura constante.
- Proceso 2-3: proceso isócoro a volumen constante. El trabajo realizado es nulo. El fluido cede el calor disminuyendo su temperatura
- Proceso 3-4: compresión isotérmica a temperatura T_2 , desde V_2 a V_1 . Como el gas está a baja presión, el trabajo necesario para comprimirlo es menor que el que proporciona durante el proceso de expansión. Se realiza un trabajo W_{34} sobre el gas y por tanto, tiene que ceder una cantidad igual de calor del foco frío para mantener su temperatura constante.

- Proceso 4-1: proceso isócoro donde el trabajo es nulo. El fluido absorbe calor aumentando su temperatura.

Existen tres tipos de motores Stirling, según su mecanismo de transmisión para la conversión energética:

- Tipo α : es el más simple de los 3, con dos cilindros separados (caliente y frío) conectados por un tubo de regenerador. El gas se comprime en el lado frío y se expande en el lado caliente, lo que crea el movimiento. Tiene baja potencia y eficiencia, pero su diseño es más simple y compacto. Su uso se basa en pequeñas aplicaciones de bombeo y refrigeración.
- Tipo β : es más complejo que el motor alfa. Consta de un solo cilindro con dos compartimentos separados, uno caliente y otro frío. El pistón y el desplazador se encuentran en el mismo espacio, pero se mueven en direcciones opuestas.
- Tipo γ : Es el más complejo de los tres, pero también el más eficiente. Es muy parecido al β ya que tan solo se diferencia en que el pistón y el desplazador operan en dos cilindros distintos. Es el más versátil de los tres.

En este TFM, el FPSE es un modelo de Stirling tipo beta donde no usa un vínculo mecánico del tipo biela-manivela, y la potencia de salida ha sido obtenida con un alternador lineal permitiendo estar herméticamente sellado.

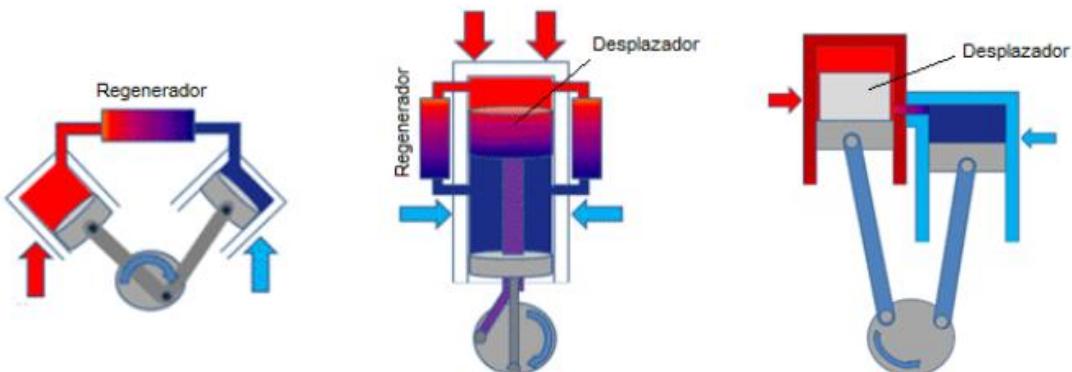


Ilustración 1. Diferentes tipos de motor, de izquierda a derecha, α , β y γ [26]

En el análisis de los modelos para un FPSE se va a explicar primero los diferentes análisis que contienen y lo que abarca cada uno de ellos, de forma gradual desde el modelo más simple hasta el más detallado. [1]

Análisis Isotermo o Schmidt: Considera isotermos los espacios de trabajo (o “working spaces”) donde los intercambiadores de trabajo son ideales. El motor se compone estrictamente de los 5 componentes (calentador, enfriador, regenerador, espacio de compresión y de expansión). Cada

componente es considerado como una entidad homogénea donde su gas viene determinado por una masa, temperatura, volumen y presión.

Además, se consideran las siguientes hipótesis:

- la masa de fluido es constante en el conjunto del sistema
- se aplica la ecuación de los gases ideales
- la velocidad de la máquina es constante (en rpm)
- las energías potenciales y cinéticas son despreciadas.

Las ecuaciones son las siguientes:

$$p = \frac{MR}{\left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r * \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{T_h - T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)}$$

$$Q_c = W_c$$

$$Q_e = W_e$$

$$Q_k = 0$$

$$Q_h = 0$$

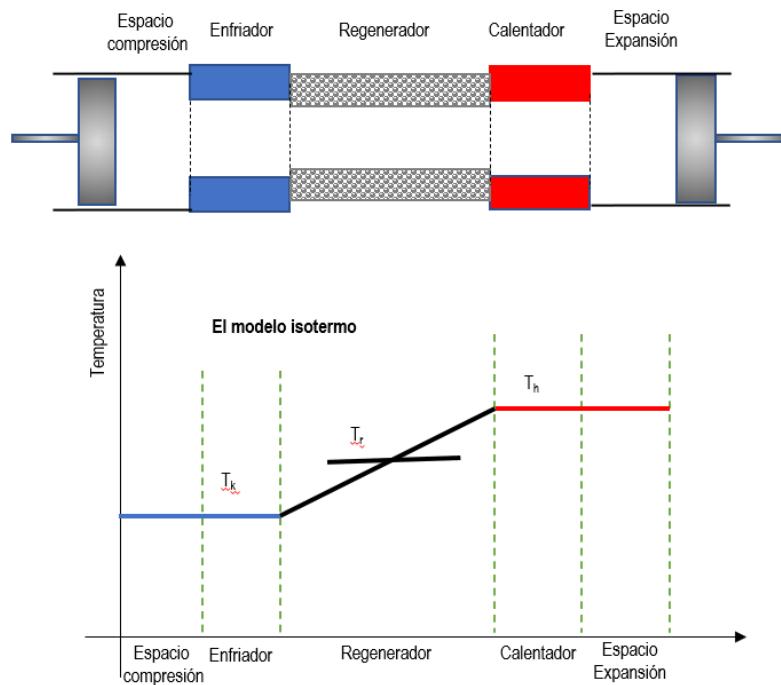


Ilustración 2. Esquema modelo Schmidt

Es evidente que no es factible un estudio del motor donde se da la paradoja de que el calor en el enfriador o calentador es cero, por ello, el análisis Schmidt es únicamente válido para realizar las primeras estimaciones de presiones, volúmenes, temperaturas, y trabajos. Además, también es calculable la masa de gas utilizada en el motor dada la presión media de trabajo, o viceversa.

Análisis adiabático: Según el análisis anterior, los espacios de compresión y expansión eran considerados isotermos cuando realmente son adiabáticos, es decir, que el flujo de calor transferido a lo largo del ciclo tiene que ser proporcionado por los intercambiadores de calor. Se parte de un modelo parecido al anterior, donde los 5 componentes se consideran ideales. La evolución de la temperatura en el regenerador, calentador y enfriador se consideran todavía lineales, pero las temperaturas del vaso de expansión y compresión varían a lo largo del ciclo en concordancia con los supuestos espacios adiabáticos.

Se considera en este caso un flujo denominado gA con sus subíndices ck (Espacio de compresión - enfriador), kr (enfriador - regenerador), rh (regenerador - calentador), he (calentador – espacio de expansión), ver ilustración siguiente.

Para asemejar entonces las temperaturas, se realizan las siguientes suposiciones:

- Si $gA_{ck} > 0$, entonces $T_{ck} \leftarrow T_c$, sino $T_{ck} \leftarrow T_k$
- Si $gA_{he} > 0$, entonces $T_{he} \leftarrow T_h$, sino $T_{he} \leftarrow T_e$

La resolución conjunta de este análisis requiere 22 variables, de ellas 16 son derivadas a lo largo de un ciclo completo $[0;2\pi]$. El resumen de las ecuaciones viene dado en el Anexo 1.

- $T_c, T_e, Q_k, Q_r, Q_h, W_c, W_e$ - siete derivadas a ser integradas numéricamente
- $W, p, V_c, V_e, m_c, m_k, m_r, m_h, m_e$ - nueve variables analíticas y derivadas
- $T_{ck}, T_{he}, m_{ck}', m_{kr}', m_{rh}', m_{he}'$ - seis variables condicionales y de flujo másico

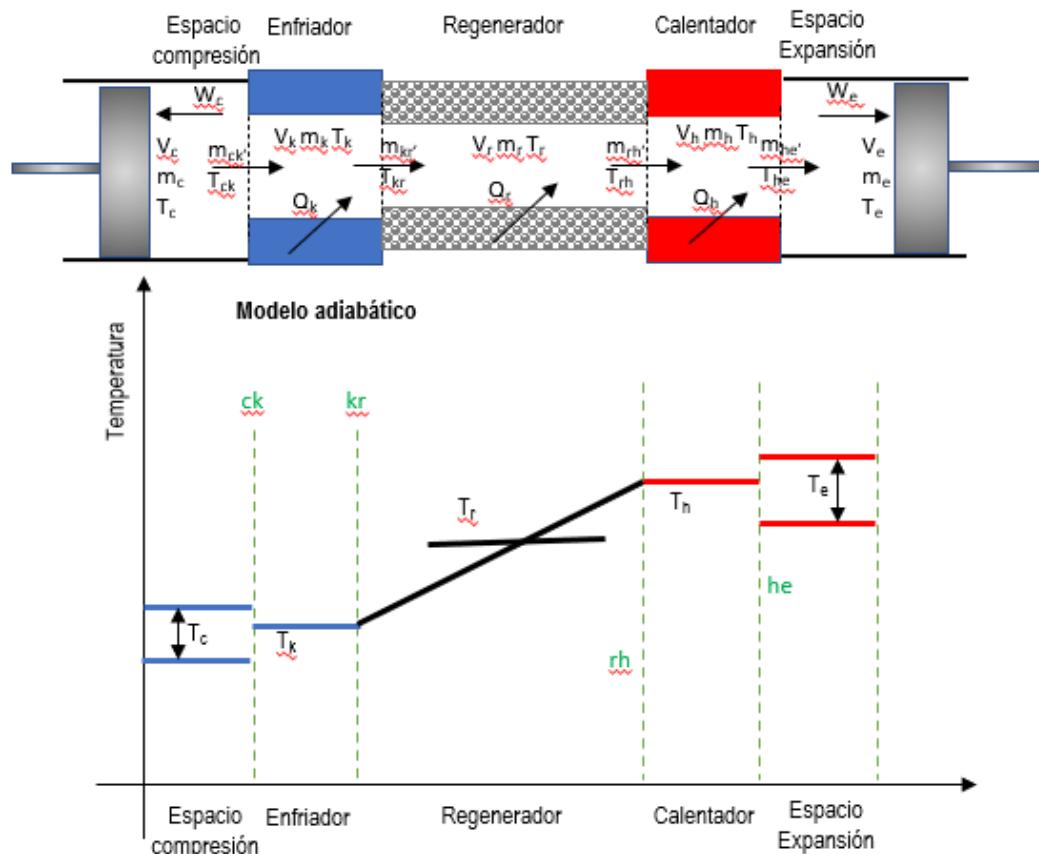


Ilustración 3. Esquema modelo adiabático

Para resolver este sistema de ecuaciones, se utiliza el clásico método de Runge-Kutta de 4 pasos para la resolución numérica de las ecuaciones diferenciales ordinarias del sistema. Y en este caso, la temperatura del regenerador se evalúa con un único valor medio a pesar del salto térmico existente, según la ecuación siguiente: $T_r = \frac{T_h - T_k}{\ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}$

Para ver las ecuaciones, consultar con el anexo.

Análisis simple: Una vez realizado el análisis adiabático ideal del FPSE, un paso más hacia un modelo real exige evaluar los efectos de la transferencia de calor y de las pérdidas por fricción de los tres intercambiadores de calor. La transferencia de calor por convección forzada es fundamental para el funcionamiento del motor. El calor en este caso se transfiere de una fuente de calor externa al fluido de trabajo en el calentador, se almacena y se recupera en el regenerador. Finalmente, una fracción importante del calor absorbido en el calentador se disipa en el enfriador (con una corriente externa de agua).

El regenerador es un dispositivo cíclico, por lo que, en estado estacionario, la transferencia neta de calor por ciclo entre el gas de trabajo y la matriz del regenerador es teóricamente cero. La eficiencia se define tal que:

$$\varepsilon = \frac{\text{cantidad de calor transferido desde la matriz al gas al atravesar el regenerador}}{\text{cantidad equivalente de calor transferido en el regenerador en un modelo adiabático ideal}}$$

La eficiencia ε varía entonces desde 1 para un regenerador ideal hasta 0 para ninguna acción regenerativa. Este parámetro afecta de manera crucial al rendimiento térmico del Stirling.

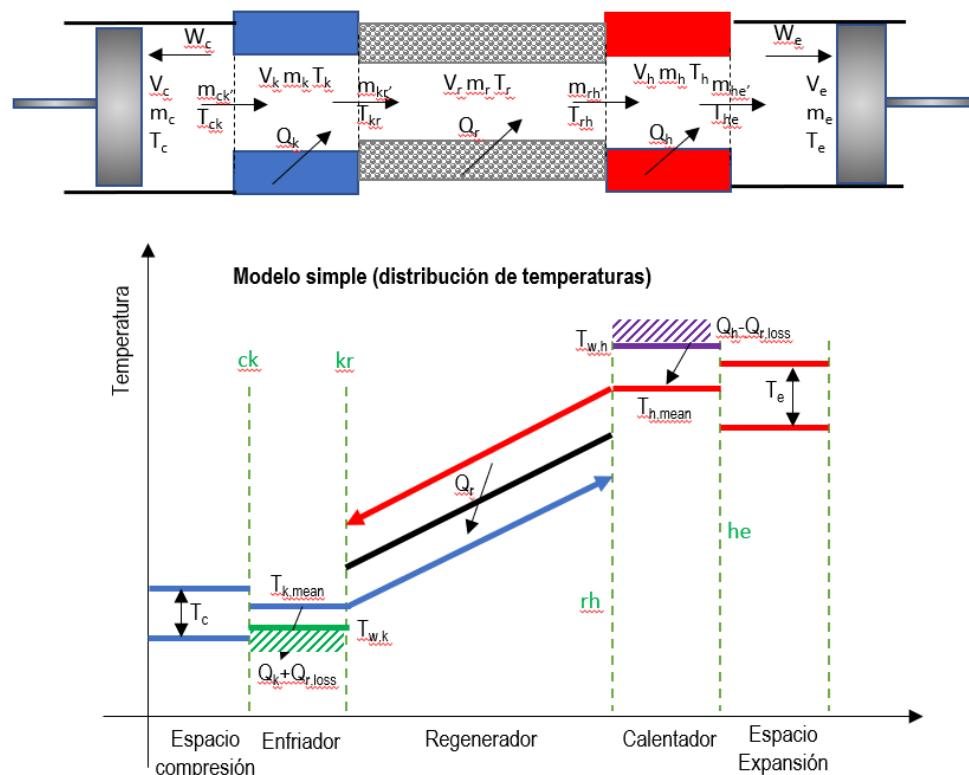


Ilustración 4. Esquema modelo simple

Se procede a explicar las diferentes partes del motor asociadas al intercambio de calor en el modelo simple.

Calentador: El calentador es un componente crucial que suministra el calor transferido de una fuente externa al fluido de trabajo para que el motor funcione. Este componente es fundamental para mantener la diferencia de temperatura entre las zonas fría y caliente del motor, necesaria para el ciclo Stirling. Un buen diseño del calentador maximiza la transferencia de calor al fluido de trabajo con mínimas pérdidas, mejorando así la eficiencia del motor.

Regenerador: el regenerador es un intercambiador de calor interno situado entre las zonas caliente y fría del motor Stirling. Es un material con alta capacidad térmica y gran superficie específica, que permite el intercambio eficiente de calor entre el fluido de trabajo cuando este se desplaza entre las zonas de alta y baja temperatura (en él se desarrollan los 2 procesos a volumen constante del ciclo). Es el máximo responsable de un buen rendimiento térmico global del motor.

Durante la fase de compresión, el fluido de trabajo caliente cede calor al regenerador y durante la fase de expansión el fluido de trabajo frío recupera el calor almacenado en el regenerador.

Diferentes aspectos se tienen en consideración a la hora de diseñar un regenerador, una vez elegida una geometría básica, entre ellos:

- la porosidad, o fracción de volumen fluido dentro de la región porosa;
- el diámetro hidráulico, dependiente del tipo de intercambiador;
- el número de Reynolds resultante del flujo existente;
- su permeabilidad, característica que define a los medios porosos, o bien
- su conductividad térmica, al ser un intercambiador regenerativo.

Enfriador: se trata de un componente que extrae el calor del fluido de trabajo después de que se ha realizado un trabajo mecánico. Según su diferencia de temperaturas, el enfriador también va a ser clave para mantener o contar con una buena eficiencia del motor. Puede tener diferentes formas que se estudiará más adelante.

MODELADO

Funcionamiento Modelo MATLAB

Para el desarrollo, se utilizará como ya se ha comentado con anterioridad, la base del creado por Israel Urieli en MATLAB en 2002.

Este programa es de uso y descarga libre, cualquier usuario puede modificarlo para sus especificaciones. En este caso, se ha descargado y complementado en diferentes puntos para adaptarlo a las necesidades de este trabajo. Esto permite hacer el programa más flexible a cambios de diseño y manejo. Además, permite modificar parámetros de diseño y elegir diferentes configuraciones de los intercambiadores que lo conforman, en aras de optimizar en lo posible su diseño. Adicionalmente, se ha programado de nuevo instrucciones que permiten una mayor rapidez y automatización de ciertos parámetros de entrada al programa.

Dado que el modelo inicial es algo complejo, al estar compuesto por varios scripts que en muchos casos se ejecutan para cualquiera de los 3 modelos termodinámicos expuestos previamente, el modelado se va a explicar de un modo alternativo al uso de dichos scripts, modificados si procede. Primero se establecen las dimensiones geométricas del motor. Una vez se obtengan, se estudian las diferentes opciones para los intercambiadores (calentador, regenerador y enfriador) y finalmente se establece el modo operacional en el que se desarrollará el motor. Aquí abajo se observa un diagrama de bloques de modelos termodinámicos aplicados al FPSE.

Este programa ha sido modificado para adaptar el contenido al caso que se deseé.

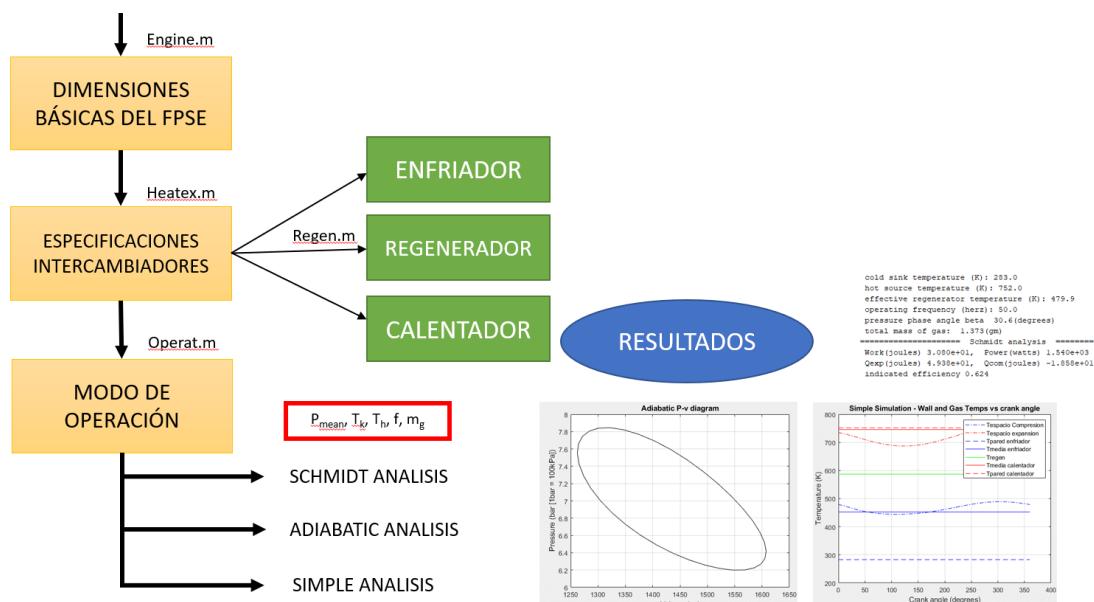


Ilustración 5. Esquema de uso del programa

Una vez parametrizado el motor, se realizará la simulación para los tres diferentes modelos como el isotermo (Schmidt), adiabático y simple. El programa se compone tal y como se puede observar aquí:

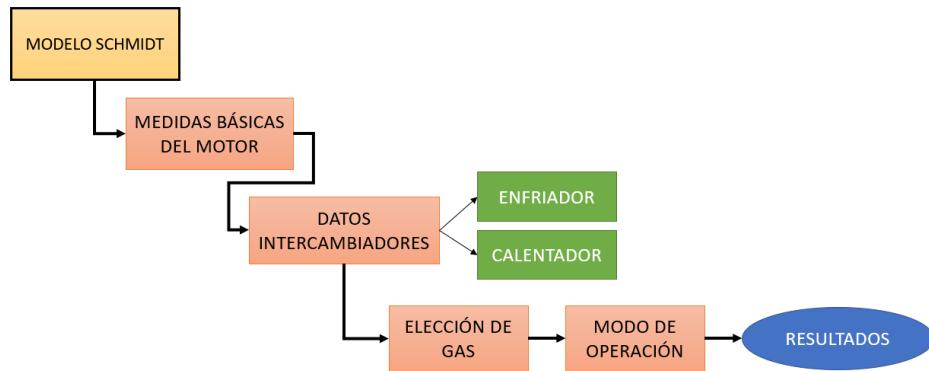


Ilustración 6. Esquema de uso del programa en el modelo Schmidt

Tiene un primer modelo que realiza el análisis de Schmidt, donde, tal y como se ha hablado con anterioridad, es el modelo donde los intercambiadores de calor son ideales. A partir de ahí salen los valores básicos tales que el trabajo realizado, la potencia, la masa de gas utilizada o la eficiencia, por ejemplo.

Además, también ofrece las gráficas presión volumen y presión – ángulo del motor.

Más adelante, si así se desea, se puede realizar también el modelo adiabático, donde los espacios son considerados adiabáticos en vez de isotermos.

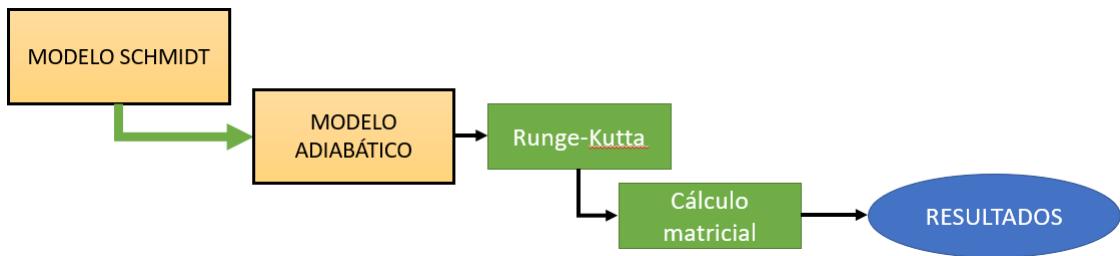


Ilustración 7. Esquema de uso del programa del modelo adiabático

A través de este subprograma, se puede observar el trabajo que realiza el enfriador, el calor que absorbe el calentador y el calor perdido en el regenerador. Evidentemente también la potencia asociada a este modelo y su eficiencia correspondiente.

Finalmente, se obtiene el modelo simple, donde ya este contempla las perdidas en los diferentes elementos del motor.

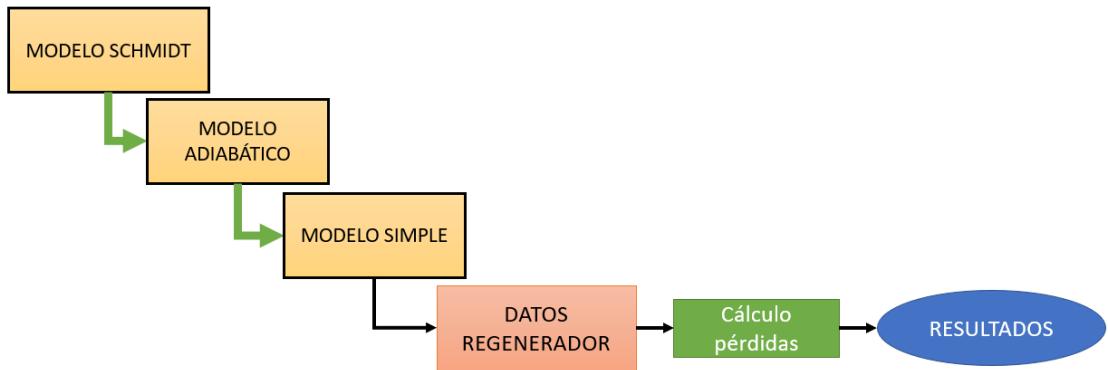


Ilustración 8. Esquema de uso del programa del modelo simple

Aquí además de los resultados anteriores también se puede estudiar el comportamiento más en detalle del regenerador, calentador y enfriador estudiando sus parámetros de intercambio (número de Reynolds, de unidades de transferencia o NTU, rendimiento, número de Stanton...)

Los resultados provistos por cada uno de los modelos se estudiarán más adelante en el caso base.

Dimensiones básicas del FPSE

Este programa de MATLAB no está únicamente destinado a motores FPSE, sino que trabaja con cualquier motor de clase Stirling (α , β y γ) tal y como se ha visto en la introducción. Lo primero que se le especifica al programa es el tipo de motor que se desea. Para este caso, los motores FPSE son considerados como motores tipo beta.

Se puede observar el montaje específico ya integrado con una caldera de biomasa piro tubular, en el siguiente dibujo, donde el FPSE se acciona verticalmente ante posibles incidencias:

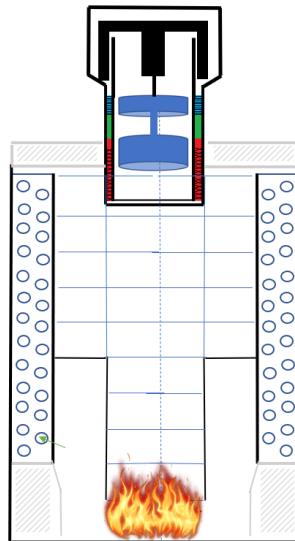


Ilustración 9. Esquema del FPSE integrado con la caldera de biomasa

Para ello, se establecen, y tras analizar este tipo de datos con la bibliografía analizada previamente, unos parámetros básicos de diseño de sus partes móviles principales:

Datos necesarios	Variable	Unidades	VALOR
Amplitud del pistón	X_{pa}	m	0.025
Amplitud del desplazador	X_{da}	m	0.03

Diámetro del pistón	D_p	m	0.094
Diámetro del desplazador	D_d	m	0.094
Diámetro de la vástago unión	d_r	m	0.015

Tabla 1. Datos geométricos solicitados

Otro parámetro de diseño relevante es el volumen de holgura del espacio de compresión y expansión (también conocido en el programa como “compression / expansion space clearance volume”), que es aquel volumen de gas que permanece en el espacio de compresión/expansión cuando el pistón/desplazador están en su punto superior/inferior. Para este valor, se utilizará la referencia [10], un motor Stirling (denominado RE1000) también de 1kW_e, sus valores son los siguientes:

Datos necesarios	Variable	Unidades	VALOR
Volumen de holgura del espacio de compresión	V_{clc}	m ³	5.48x10 ⁻⁵
Volumen de holgura del espacio de expansión	V_{cle}	m ³	2.774x10 ⁻⁵

Tabla 2. Datos geométricos necesarios

Finalmente, un último parámetro es requerido: el ángulo de fase en el que el movimiento del desplazador precede al movimiento del pistón de potencia (o “Displacer phase angle advance”). Este parámetro es imprescindible para la sincronización de un FPSE en particular, y afecta a su diseño. En nuestro caso, se ha elegido inicialmente un ángulo de fase descrito en la tabla siguiente:

Datos necesarios	Variable	Unidades	VALOR
Ángulo de fase desplazador-pistón	ϕ_d	grados	47.6

Tabla 3. Datos geométricos necesarios

Con estos 8 parámetros o variables, se establece el diseño preliminar de este FPSE. Se pueden observar las ecuaciones relacionadas con estas dimensiones básicas en el anexo 2 de este trabajo.

Especificaciones intercambiadores

Para empezar, se tiene la variable del diseño, donde existen múltiples opciones tanto para el calentador como para el enfriador. Aquí se presentan:

- Tubular
- Anular
- Aleteado
- Mallado (alambre)

Se pueden observar las ecuaciones relacionadas con los intercambiadores en el anexo 3.

i) Tubular

Un calentador tipo tubular es un componente que transfiere calor al fluido de trabajo (un gas) desde una fuente de calor externa a través de una serie de tubos donde circula el fluido de trabajo por su interior. Están compuestos generalmente en un patrón que maximiza el área de contacto con el fluido de trabajo para mejorar su eficiencia tal y como se observa en la imagen



Ilustración 10. Cabezal con tubos [24]

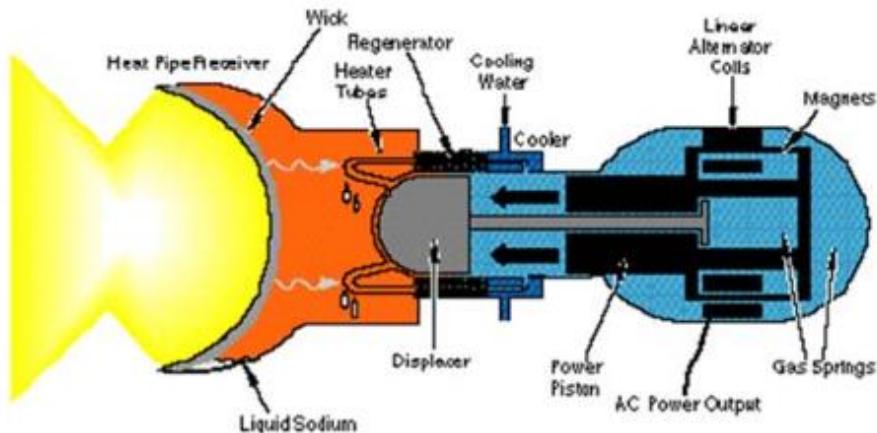


Ilustración 11. Ejemplo de motor con cabezal de tubos [27]

Los parámetros claves para el programa en este caso son los siguientes:

Datos necesarios	Unidades
Diámetro del tubo	m
Longitud de los tubos	m
Número de tubos	-

Tabla 4. Datos de diseño para intercambiadores tubulares

Este tipo de sistemas es usado, entre otros, para Stirling con captadores solares (de concentración).

ii) Anular

Un calentador tipo anular tiene obviamente las mismas funciones que un calentador tubular. Los parámetros característicos para el programa son los siguientes:

Datos necesarios	Unidades
Diámetro del interno del tubo	m
Diámetro del externo del tubo	m
Longitud del intercambiador	m

Tabla 5. intercambiador anular: datos básicos

iii) Aleteado

Consiste en un conjunto de superficies extendidas de un material conductor de calor, generalmente dispuestos de manera que maximicen el área de superficie de contacto con el fluido

de trabajo. También existen los enfriadores tipo aletas, que será este caso, donde el fluido que se refrigerará, como el agua, circula por los huecos entre las aletas (láminas).

Los parámetros característicos para el programa son los siguientes:

Datos necesarios	Unidades
Ancho de la aleta	m
Largo de la aleta	m
Longitud del intercambiador	m
Número de aletas	-

Tabla 6. Intercambiadores con aletas: datos fundamentales

iv) Mallado (alambre)

Tras el estado del arte de esta tecnología, se ha constatado descubierto que se utilizan calentadores o enfriadores compactos de malla de alambre [22]. Estos consisten en varias mallas de alambres más o menos apiladas, conformando una estructura porosa y altamente conductiva que permite calentar el fluido de trabajo mientras fluye a través de ella. Parámetros como la apertura de la malla, la longitud de los alambres, el espesor de la matriz, el factor de compresión, la porosidad, la superficie mojada o el diámetro hidráulico.

Este modelo de calentador o enfriador es incorporado con sus ecuaciones en el programa de MATLAB.

Además, el calentador tipo malla de alambres será este caso particular que se detallará más adelante.

Los parámetros característicos para el programa son los siguientes:

Datos necesarios	Unidades
Diámetro interno del tubo	m
Longitud del intercambiador de calor	m
Diámetro de los alambres de la malla	m
Porosidad de la tela	%

Tabla 7. Intercambiador con malla de alambre: datos clave.

Para el estudio del regenerador, se cuenta con menos opciones, en cuanto a su configuración puede ser:

- Tubular
- Anular

Y a su vez, la matriz que rellena el hueco de la configuración elegida se puede tener:

- Matriz de malla
- Matriz de láminas

a. Regenerador tubular

Un regenerador tubular es un intercambiador en forma de tubo que se encarga de recuperar y almacenar el calor del fluido de trabajo durante el ciclo de operación del motor. Es una superficie interna que se calienta y se enfriá alternativamente a medida que el fluido de trabajo pasa a través de él. En el caso del regenerador tubular, el fluido de trabajo pasa a través de un haz de tubos que permite un mejor control del flujo y una mayor superficie de transferencia de calor.

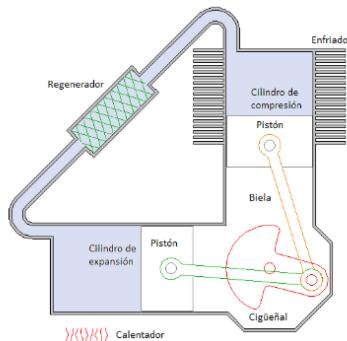


Ilustración 12. Ejemplo regenerador tubular

Los parámetros característicos para el programa son los siguientes:

Datos necesarios	Unidades
Diámetro exterior de la carcasa del tubo	m
Diámetro interior de la carcasa del tubo	m
Longitud del regenerador	m
Numero de tubos	%

Tabla 8. Caso regenerador tubular

b. Regenerador anular

En este caso, en el regenerador anular el fluido pasa alternativamente a través de un espacio anular entre el desplazador y el cilindro.



Ilustración 13. Ejemplo regenerador anular [28]

Este tipo de regenerador es el que se va a considerar, los parámetros se explicaran más adelante.

Los parámetros para el programa son los siguientes:

Datos necesarios	Unidades
Diámetro exterior de la carcasa del tubo (D_e)	m
Diámetro interior de la carcasa del tubo (D_i)	m
Diámetro interno de la matriz (D_m)	m
Longitud del regenerador (L_r)	m

Tabla 9. Caso regenerador anular

c. Matriz de malla

La matriz de malla de un regenerador en un motor Stirling se refiere a la estructura porosa que se utiliza para guiar la regeneración del fluido de trabajo y mejorar la transferencia de calor. La malla se utiliza para aumentar la superficie de transferencia de calor y reducir las pérdidas de calor en el regenerador. Puede fabricarse a partir de diferentes materiales, como lana de acero, malla de alambre o tubos.

Para este caso, se utilizará esta malla para el estudio del motor, y los parámetros necesarios para estudiarla son los siguientes:

- Porosidad (p , adimensional)
- Diámetro hidráulico (D_h , m)
- El número de Reynolds (Re , adimensional)
- La velocidad superficial ($v_{superficial}$, m/s)
- La permeabilidad ($\alpha_{superficial}$, m^2)
- Conductividad térmica (k , W/m*K)

Los parámetros característicos para el programa son los siguientes:

Datos necesarios	Unidades
Porosidad de la matriz (p)	%
Diámetro del alambre (D_a)	m

Tabla 10. Caso matriz de malla

d. Matriz de láminas

Como se ha comentado anteriormente, la matriz de láminas tiene la misma función que la matriz de malla, pero en este caso se utilizan láminas o placas metálicas paralelas. Están compuestas por múltiples placas, de acero inoxidable, apiladas y con un pequeño espacio entre ellas.

Los parámetros característicos para el programa son los siguientes:

Datos necesarios	Unidades
longitud desenrollada de la lámina (L_d)	m
espesor de la lámina (t)	m

Tabla 11. Caso matriz de láminas

1) CALENTADOR

Una vez se han estudiado las diferentes opciones que ofrece el programa (ya sea introducidas o creadas por nosotros) se va a proceder estudiar el calentador.

En este caso, se va a considerar el calentador con forma de malla de alambre. Para ello, el programa, tal y como se ha indicado, se solicita los siguientes parámetros con valores correspondientes:

Datos necesarios	Variable	Unidades	DATO
Diámetro interno del tubo	D_{in}	m	0.052
Longitud del intercambiador de calor	Len	m	0.1
Diámetro de los alambres de la malla	D_{wire}	m	1.8×10^{-4}
Porosidad de la tela	Porosity	m	0.632

Tabla 12. Datos finales calentador

Para cálculo del diámetro interno del tubo, se considera un diámetro exterior (sin contar la carcasa) de 0.12 m y un radio donde se aloja el desplazador y pistón (teniendo en cuenta las consideraciones explicadas con anterioridad relacionadas al diámetro de ambos) de 0.108 m.

Como se está en un calentador anular y el programa lo considera un único disco, hay que calcular el área de la rosca como si fuera el área equivalente de un disco, para ello el diámetro equivalente será:

$$d_{eq} = \sqrt{0.12^2 - 0.108^2} = 0.052 \text{ m}$$

Para la longitud del calentador, se consideran las dimensiones siguientes:

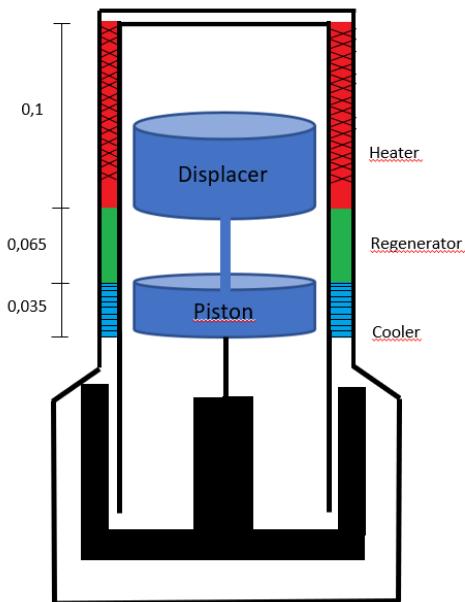


Ilustración 14. Dimensiones requeridas Stirling

Por lo que de aquí en adelante:

$$L_{calentador} = 0.1 \text{ m} / L_{regen} = 0.065 \text{ m} / L_{enfriador} = 0.035 \text{ m}$$

Para el cálculo del diámetro de los alambres de la malla y de su porosidad, se tomó el valor de la referencia [22], donde realizan simulación del análisis simple un motor Stirling con dimensiones y potencia distinta, pero con características parecidas y con el uso de la matriz de malla de alambre para el calentador.

2) REGENERADOR

Para el estudio de los parámetros del regenerador, que en mi caso es un regenerador anular con matriz de alambre, se estudiará los datos que son solicitados por el programa.

En el caso del regenerador anular, se tienen los diámetros internos y externos del tubo, que como ya se ha comentado para el cálculo del diámetro equivalente del área del calentador, son:

$$D_{out} = 0.12 \text{ m} / D_{in} = 0.108 \text{ m}$$

Para el cálculo del diámetro interno de la matriz, se basará en la referencia [24] donde se realiza el desarrollo y optimización de un regenerador con propiedades y dimensiones muy parecidas ($D_{out}=0.14\text{ m}$ / $D_{in}=0.100\text{ m}$ / $L_r=0.072\text{ m}$ frente a $D_{out}=0.12\text{ m}$ / $D_{in}=0.108\text{ m}$ / $L_r=0.065\text{ m}$ en este TFM). Para ello, en [23] establecen un intervalo variable entre 0.5 y 1.2 mm para el diámetro interno de la matriz, fijándose en este caso un valor de $5.4 \times 10^{-4}\text{ m}$.

La longitud del regenerador vendrá definida tal y como lo que se ha hecho en la figura 15. La tabla de recapitulación de datos para la parametrización del regenerador se adjunta a continuación:

Datos necesarios	Variable	Unidades	DATO
Diámetro exterior de la carcasa del tubo	D_{out}	m	0.12
Diámetro interior de la carcasa del tubo	D_{omat}	m	0.108
Diámetro interno de la matriz	D_{imat}	m	5.4×10^{-4}
Longitud del regenerador	l_r	m	0.065

Tabla 13. Datos finales regenerador

Para el estudio de la matriz del regenerador, se necesitarán únicamente dos parámetros. Estos son, para la “mesh matrix”, la porosidad y el diámetro del alambre. Su valor se estima del trabajo de A. Sowale y A. J. Kolios en la referencia [12], que analiza el comportamiento termodinámico de los intercambiadores de calor en un FPSE de 1 kWe. Se tomarán los valores siguientes:

$$\text{Porosity} = 0.75 / D_{wire} = 0.0025\text{ m}$$

Aquí se tiene entonces la tabla de recapitulación de datos para la parametrización de la malla:

Datos necesarios	Variable	Unidades	DATO
Porosidad de la matriz	Porosity	%	0.75
diámetro interior del alambre	d_{wire}	m	0.0025

Tabla 14. Datos finales malla regenerador

3) ENFRIADOR

Para el diseño del enfriador, se toman en cuenta un intercambiador con aletas, que será refrigerado por un flujo de agua. Para el dimensionamiento de estas, se consideran la rosca compuesta por los diámetros D_{out} y D_{in} del apartado 2 del regenerador.

Para calcular el ancho (width): $w = D_{out} - D_{in} = 0.12 - 0.108 = 0.012\text{ m}$, el ancho se puede calcular con el diámetro como se acaba de hacer o multiplicando por 2 en caso de escoger el radio. Esto se debe a que el flujo de agua se repartirá en ambos lados de la rosca.

Para calcular el largo (height), se hará primero el diámetro equivalente y se buscará la mitad del perímetro que recorre:

$$d_{eq} = \frac{D_{out} + D_{in}}{2} = \frac{0.12 + 0.108}{2} = 0.114\text{ m}$$

$$h = \frac{\pi * d_{eq}}{2} = \frac{0.358}{2} = 0.179\text{ m}$$

Con estos dos parámetros, se habrán establecido las dimensiones básicas de las aletas. Además, se considera que este enfriador contará con 10 aletas.

Finalmente, como se ha visto en la figura 15, este enfriador tendrá una longitud de 0.035m.

Con todo esto se quedan unos parámetros para introducir al programa tales que:

Datos necesarios	Variable	Unidades	DATO
Ancho de la aleta	w	m	0.012
Largo de la aleta	h	m	0.179
Longitud del intercambiador	Len	m	0.035
Número de aletas	Num	-	10

Tabla 15. Datos finales enfriador

Modo de operación

Para este apartado, se va a tener en consideración las diferentes entradas que solicita el programa relacionadas con el fluido de trabajo del motor, frecuencia y temperaturas de los focos externos al Stirling.

El modelo nos da a elegir de base tres fluidos de trabajo, pero se ha añadido un cuarto (N_2) para que esté el programa más completo. Esos 4 son:

- Aire.
- Helio.
- Hidrógeno.
- Nitrógeno.

Las propiedades requeridas (no se usan librerías específicas de MATLAB) a estudiar son su coeficiente gamma, su constante del gas R, su viscosidad dinámica para T_0 y su constante de Sutherland, que describe la dependencia de la viscosidad dinámica de cada gas con respecto a la temperatura.

En este caso, se ha escogido el helio como fluido de trabajo inicial. En cuanto a la frecuencia cíclica del motor, este FPSE deberá operar a 50 Hz ya que es la frecuencia de la red y consideramos que va a contar con un alternador de excitación con el movimiento lineal del dispositivo pistón-desplazador.

También se requieren las temperaturas del calentador y del enfriador. Esta última estará supeditada a la temperatura de la red municipal conectada al enfriador, que en verano estaría rondando en 30 °C, y de la capacidad refrigerante del disipador de calor en la instalación de laboratorio si no hay utilidad prevista (en este caso será un aerotermo de 40 kW_t).

Por otro lado, la temperatura del foco caliente que actuará en el calentador se ha establecido inicialmente en 752 K, un valor razonable y factible con varias fuentes externas. Finalmente, la presión de trabajo de mi motor se ha fijado inicialmente en torno a los 7 bar.

Con ello, se puede recapitular la siguiente tabla:

Datos necesarios	Variable	Unidades	DATO
Temperatura del foco frio	T _k	K	303
Temperatura del foco caliente	T _h	K	752
Presión media de trabajo	P _{mean}	Pa	7x10 ⁵
Frecuencia de trabajo	f	Hz	50

Tabla 16. Datos finales modo operación

Caso base y resultados

Se estudia inicialmente el caso base con los datos expuestos anteriormente y recapitulados en la siguiente tabla:

Datos necesarios	Variable	Unidades	DATO	Grupo
Amplitud del pistón	X _{pa}	m	0.025	Dimensiones básicas del FPSE
Amplitud del desplazador	X _{da}	m	0.03	
Diámetro del pistón	D _p	m	0.094	
Diámetro del desplazador	D _d	m	0.094	
Volumen de holgura del espacio de compresión	V _{clc}	m ³	5.48x10 ⁻⁵	
Volumen de holgura del espacio de expansión	V _{cle}	m ³	2.774x10 ⁻⁵	
Ángulo de fase desplazador-pistón	φ _d	grados	47.6	
Diámetro interno del tubo	D _{in}	m	0.052	Calentador
Longitud del intercambiador de calor	Len	m	0.1	
Diámetro de los alambres de la malla	D _{wire}	m	1.8x10 ⁻⁴	
Porosidad de la tela	Porosity	m	0.632	
Diámetro exterior de la carcasa del tubo	D _{out}	m	0.12	Regenerador
Diámetro interior de la carcasa del tubo	D _{omat}	m	0.108	
Diámetro interno de la matriz	D _{imat}	m	5.4x10 ⁻⁴	
Longitud del regenerador	l _r	m	0.065	
Porosidad de la matriz	Porosity	%	0.75	Enfriador
Diámetro interior del alambre	d _{wire}	m	0.0025	
Ancho de la aleta	w	m	0.012	
Largo de la aleta	h	m	0.179	
Longitud del intercambiador	Len	m	0.035	Modo de operación
Número de aletas	Num	-	10	
Temperatura del foco frio	T _k	K	303	
Temperatura del foco caliente	T _h	K	752	
Presión media de trabajo	P _{mean}	Pa	7x10 ⁵	
Frecuencia de trabajo	f	Hz	50	

Tabla 17. Recapitulación datos finales

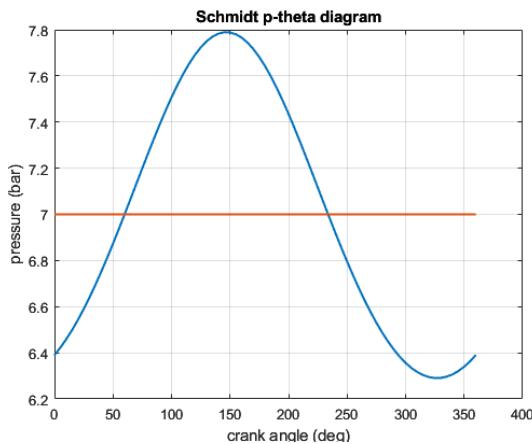
Como se ha explicado en la sección del modelado, el programa ejecuta primero el análisis Schmidt. Los resultados que el programa saca por pantalla son los siguientes:

```
===== Analisis Schmidt =====
Trabajo (J) 2.917e+01, Potencia (W) 1.459e+03
Qexp(joules) 4.886e+01, Qcom(joules) -1.969e+01
Eficiencia 59.707
=====
```

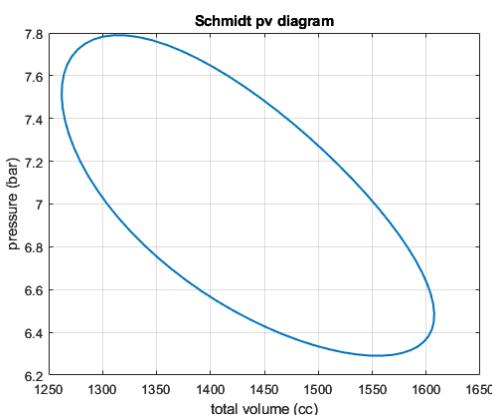
Ilustración 15. Salida de datos Schmidt

- **Trabajo (J):** trabajo realizado por ciclo ($Q_{\text{exp}} + Q_{\text{comp}}$)
- **Q_{exp} (Joules):** Calor transferido en la zona de expansión por ciclo
- **Q_{comp} (Joules):** Calor transferido en la zona de compresión por ciclo
- **Eficiencia (%):** Eficiencia del ciclo (Power/Q_{exp})
- **Potencia (Watts):** Potencia entregada (J*f)

Además, el programa también simula el diagrama P-ángulo de giro del motor (θ), donde se ve como oscila la presión en función del ángulo del ciclo.



Gráfica 2. Diagrama P-θ.



Gráfica 3. Diagrama PV

El diagrama PV traza la presión del fluido de trabajo contra el volumen del mismo en diferentes puntos del ciclo del motor. Es fundamental para entender el ciclo termodinámico del motor Stirling. Se puede observar como la presión fluctúa alrededor de la presión media establecida de 7 bar. En el diagrama PV se puede observar el trabajo realizado por el motor. El área encerrada por la curva PV representa el trabajo neto realizado por el ciclo del motor. Si el gráfico fuera ideal, se podrían diferenciar los diferentes procesos del ciclo (compresión isotérmica, calentamiento isocórico, expansión isotérmica y enfriamiento isocórico).

El grafico P-θ traza la presión del fluido de trabajo contra el desplazamiento del pistón a lo largo de un ciclo completo. Este gráfico es útil para analizar el comportamiento dinámico y mecánico del motor Stirling.

El modelo Schmidt también calcula la masa de gas que se ajusta para las características de cada caso, dada una presión fijada previamente.

Una vez realizado el análisis Schmidt, se puede solicitar que el programa realice el análisis adiabático, que considera los espacios adiabáticos y no isotermos.

```
===== Analisis de resultados modelo adiabático ideal =====
Calor transferido al enfriador: -1157.82[W]
Calor neto transferido al regenerador: 0.41[W]
Calor transferido al calentador: 2668.53[W]
Potencia de salida: 1513.16[W]
Eficiencia térmica : 56.7[%]
=====
```

Ilustración 16. Salida de datos adiabático

- **Calor transferido al enfriador (W)**: calor entrante (+) o saliente (-) de la zona de enfriamiento por segundo.
- **Calor neto transferido al regenerador (W)**: ídem anterior para la zona del regenerador
- **Calor transferido al calentador (W)**: ídem anterior para la zona del calentador
- **Potencia de salida (W)**: Es la potencia total entregada (+) o absorbida (-) por el pistón.
- **Eficiencia térmica (%)**: Eficiencia del ciclo (potencia total de salida/Calor transferido al calentador)

Los resultados con respecto al análisis anterior difieren debido a que en este caso el cálculo es mucho más detallado (ver ecuaciones Anexo 1). Las gráficas que nos muestra el programa, distintas a las anteriores, son las siguientes:

- Temperatura vs ángulo de giro
- Energía vs ángulo

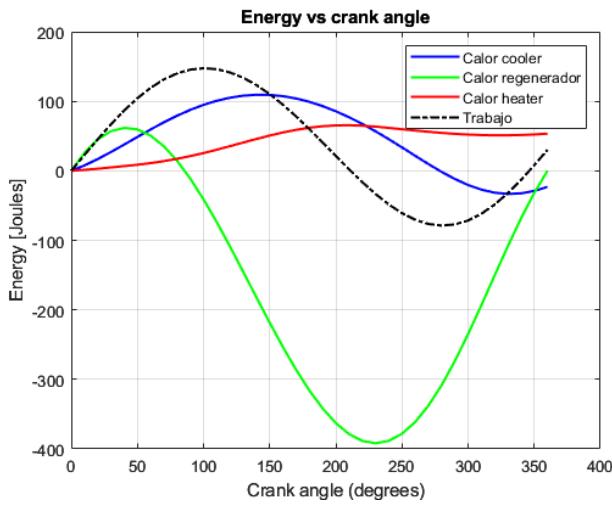
Un gráfico de temperatura - ángulo muestra las temperaturas en diferentes equipos y/o espacios como el de expansión, calentador, regenerador, enfriador y de compresión. Además, proporciona una valiosa información sobre la dinámica del motor a lo largo de su ciclo de operación.

Para el cálculo de la temperatura del regenerador, el programa usa la siguiente ecuación:

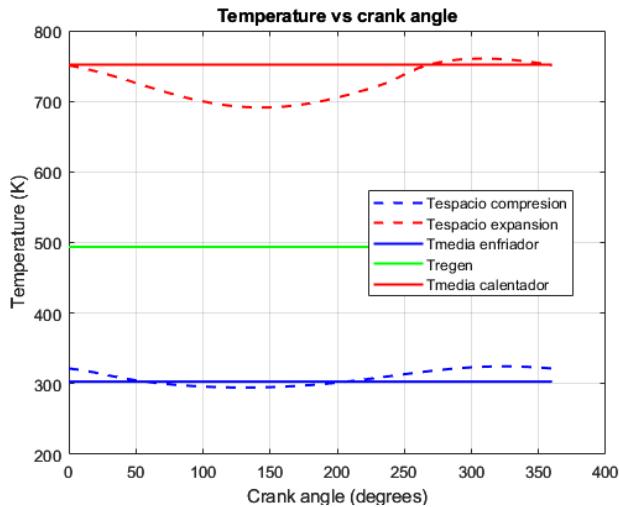
$$T_r = \frac{T_h - T_k}{\ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)} = \frac{752 - 303}{\ln\left(\frac{752}{303}\right)} = 493.9K$$

Un gráfico energía - ángulo muestra cómo se distribuye y se transfiere la energía a lo largo del ciclo de operación del motor. Siguiendo la línea discontinua negra del gráfico 4, se puede observar cómo produce hasta los 100° hasta 150 J para luego bajar a los 85 J y finalmente se observa que el valor neto a lo largo del ciclo sube hasta los 30 J (que corresponde con el valor que nos aparece por pantalla ($T = \frac{W}{f} = \frac{1513.16}{50} = 30,26 J$)).

La diferencia de la línea azul con el valor 0 absoluto, representa el trabajo realizado por el enfriador ($Q_k = \frac{1157.82}{50} = 23.14 J$), y lo mismo para la línea roja ($Q_h = \frac{2668.53}{50} = 53.36 J$) que, de nuevo estimando su diferencia reproduce sale el trabajo por ciclo producido en este motor.



Gráfica 4. Diagrama Energía-theta



Gráfica 5. Diagrama Temperatura-theta

Una vez realizado el análisis adiabático, aun se puede completar este informe con el análisis simple. En este caso, estudia los comportamientos termodinámicos del motor en cada uno de sus intercambiadores de calor.

```
===== Analisis simple del regenerador =====
Número de Reynolds promedio: 3817.5
Número de Reynolds máximo: 6468.9
Número de Stanton (Promedio de Re): 0.024
NTU: 0.6
Eficiencia regenerador : 0.367
Calor perdido en el regenerador: 12144.4[W]
```

Ilustración 17. Salida de datos regenerador simple

Se empieza por el regenerador, aquí se describen las siguientes variables:

- **Número de Reynolds promedio:** Número de Reynolds promedio en la zona del regenerador usado para el cálculo del número de Stanton, NTU, eficiencia y pérdidas de entalpía del regenerador.

- **Número de Reynolds máximo:** Permite conocer la amplitud de variación del número de Reynolds
- **Número de Stanton** (Promedio Re): basado en el número de Reynolds promedio del regenerador y dependiente del tipo de matriz seleccionada, el número de Stanton promedio es usado para el cálculo del número de unidades de transferencia (NTU)
- **NTU:** describe la eficiencia de la transferencia de calor en un sistema, comparando la capacidad de intercambio del mismo con su encargo térmico. Se calcula a partir de la relación entre la capacidad térmica del intercambiador (UA) y la capacidad calorífica mínima de las corrientes que trasiegan el regenerador (C_{min}), en este caso idénticas al contar con el mismo caudal másico en ambas corrientes.
- **Eficiencia del regenerador:** valor obtenido en base al NTU, según configuración elegida.
- **Calor perdido en el regenerador:** calor perdido por segundo en la zona del regenerador

```
===== Analisis simple del calentador =====
Número de Reynolds promedio : 170.7
Número de Reynolds máximo : 288.0
Coeficiente de transferencia de calor [W/m^2*K] : 1577.97
Temperaturas de pared del calentador/gas: Twh = 752.0[K], Tgh = 746.2[K]
===== Analisis simple del enfriador =====
Número de Reynolds promedio : 947.5
Número de Reynolds máximo : 1593.0
Coeficiente de transferencia de calor [W/m^2*K] : 62.97
Temperaturas de pared del enfriador/gas: Twk = 303.0[K], Tk = 465.6[K]
```

Ilustración 18. Salida de datos del intercambiador de calor Simple

Para el análisis del calentador y enfriador, el programa estudia el número de Reynolds, al igual que en el regenerador, pero a su vez, calcula el coeficiente de transferencia de calor y proporciona el valor medio de la temperatura del gas en el calentador y enfriador y el valor de la temperatura en la superficie de ambas.

- **Número de Reynolds promedio:** usado para el cálculo del factor de fricción de Reynolds, basado en la relación de Blasius (piedra angular en el estudio de la capa límite laminar sobre una placa plana), y del coeficiente de transferencia de calor.
- **Número de Reynolds máximo:** Permite conocer la amplitud de variación del número de Reynolds
- **Coeficiente de transferencia de calor** ($h, \frac{W}{m^2*K}$): coeficiente de transferencia de calor, obtenido a partir de la analogía simple de Reynolds
- **Temperatura de pared del calentador /gas:** temperatura de la pared exterior del calentador y enfriador ingresada como dato de entrada y del gas dentro del calentador obtenida del cálculo iterativo.

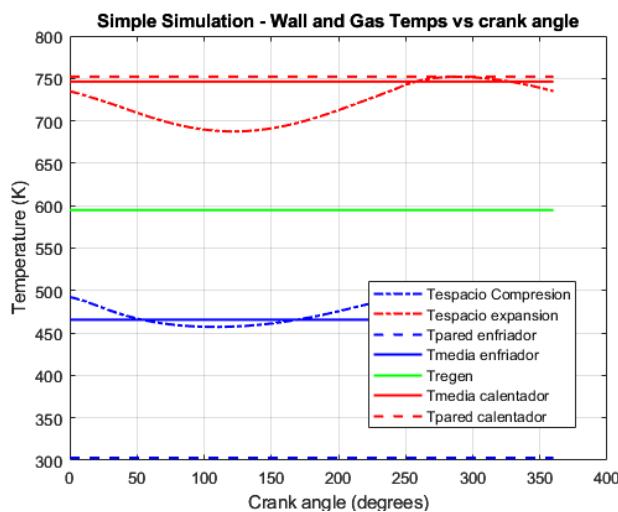
```
===== ideal adiabatic analysis results =====
Calor transferido al enfriador: -2329.99[W]
Calor neto transferido al regenerador: 0.34[W]
Calor transferido al calentador: 3462.91[W]
Potencia total de salida: 1137.77[W]
Eficiencia térmica ideal adiabática: 32.9[%]
```

Ilustración 19. Resumen datos simple

Después de haber estudiado el calentador y enfriador, entonces reproduce el análisis de los resultados con los datos expuestos aquí arriba.

- **Calor transferido al cooler (W)**: Calor entrante (+) o saliente (-) de la zona de enfriamiento por segundo.
- **Calor neto transferido al regenerador (W)**: ídem anterior para la zona del regenerador
- **Calor transferido al regenerador (W)**: ídem anterior para la zona del calentador
- **Potencia total de salida (W)**: Es la potencia total entregada (+) o absorbida (-) por el pistón.
- **Eficiencia térmica ideal (-)**: Eficiencia del ciclo (potencia total de salida/Calor transferido al calentador)

En este caso sí que se ve como la potencia total entregada se reduce drásticamente, debido a las perdidas consideradas en el ciclo debidas al trabajo que realiza el desplazador. La eficiencia disminuye en este caso hasta llegar al 32.9%, un valor ya muy cercano a las condiciones experimentales.



Gráfica 6. Diagrama temperaturas simple

Este grafico podría aparentemente ser parecido al expuesto en el apartado del adiabático, pero en este caso tiene en consideración las temperaturas de las paredes del calentador y enfriador. Se pueden observar las pérdidas que tiene el enfriador para transferir el foco frio al fluido de trabajo en comparación con el calentador.

A través del análisis simple del motor, se puede concluir que el prediseño inicial para un motor de aproximadamente 1 kW_e se ha obtenido con unas dimensiones razonables.

ANALISIS DE SENSIBILIDAD

Con el modelo básico se pueden realizar análisis de sensibilidad para estudiar cómo afecta a la potencia del motor y a su eficiencia la modificación de diversos parámetros que se han considerado. En este listado de parámetros, se ha escogido uno de ellos para los componentes principales del motor.

Se recuerda la tabla de análisis del caso base para más adelante poderlo comparar:

Temp Calentador (K)	Temp enfriador (K)	Fluido de trabajo	Nº aletas enfriador	Porosidad Calentador
752	303	Helio	10	0.632

Tabla 18. Tabla datos caso base

P. Schmidt (W)	P. adiabática (W)	P. simple (W)	Rend. Schmidt (%)	Rend. Adiabático (%)	Rend. simple (%)
1459	1513	1137	59.7	56.7	32.9

Tabla 19. Tabla de resultados caso base

- Variación de la temperatura del foco caliente (T_h)
- Variación de la temperatura del foco frío (T_c)
- Modificación del fluido de trabajo (4 posibles)
- Variación del número de aletas en el enfriador.
- Variación de la porosidad de la matriz en el calentador

Variación de la temperatura del foco caliente

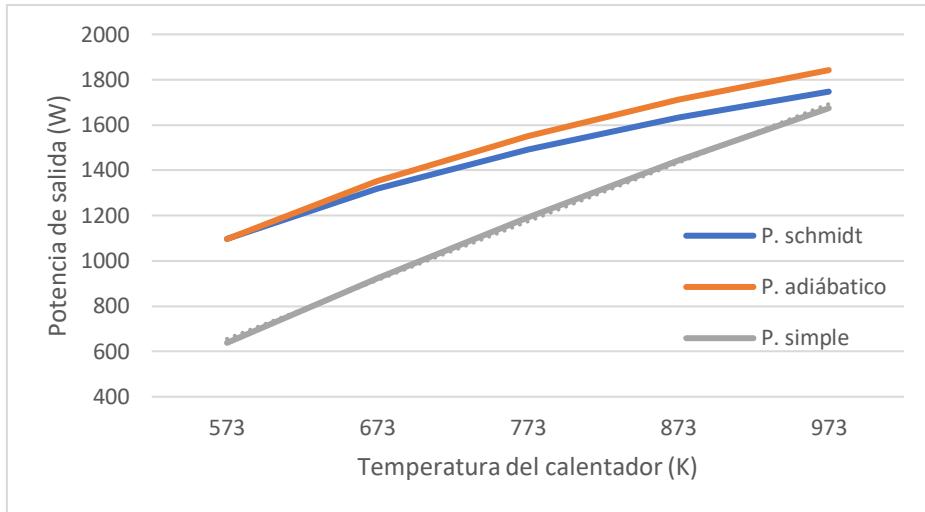
Para la variación del foco caliente, se ha establecido cinco diferentes temperaturas yendo de los 300 °C (573 K) a los 700 °C (973 K). Se modificará únicamente el estudio del parámetro a analizar. La tabla aneja recapitula sendas comparaciones.

Temperatura (K)	P_{Schmidt} (W)	P_{adiab} (W)	P_{simple} (W)
573	1097	1096	638
673	1319	1352	923
773	1492	1551	1192
873	1632	1711	1443
973	1747	1842	1674

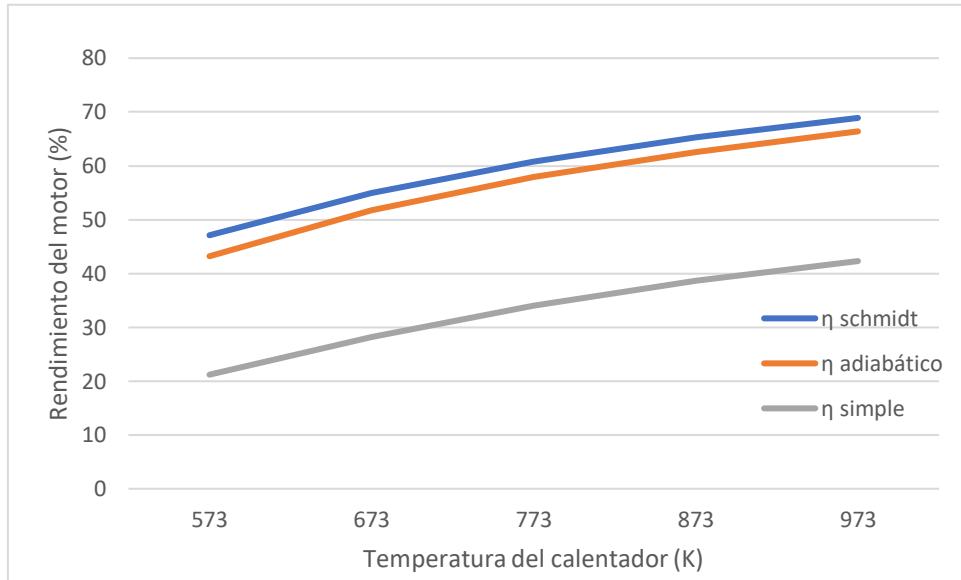
Tabla 20. Estudio potencia (T_k)

Temperatura (K)	$\eta_{\text{Schmidt}} (\%)$	$\eta_{\text{adiab}} (\%)$	$\eta_{\text{simple}} (\%)$
573	47,1	43,2	21,2
673	55	51,7	28,2
773	60,8	57,9	34
873	65,3	62,6	38,6
973	68,9	66,4	42,3

Tabla 21. Estudio eficiencia (T_k)



Gráfica 7. Potencia vs T_h .



Gráfica 8. Eficiencia vs T_h .

Se puede observar cómo, tanto la potencia de salida como el rendimiento de motor son directamente proporcionales al incremento de temperatura. En ambos casos, el gradiente tiene a estabilizarse y a “aplanarse” cuando la temperatura sube mucho. Considerando la tendencia de la línea recta de la potencia y el rendimiento simples, en este caso, la potencia aumenta en 162 W y el rendimiento en un 5.26 % por cada 100 °C aproximadamente.

En este caso, la presión de trabajo se mantiene, sin embargo, la masa de gas disminuye muy ligeramente conforme subimos la temperatura en cada simulación.

Variación de la temperatura del foco frio

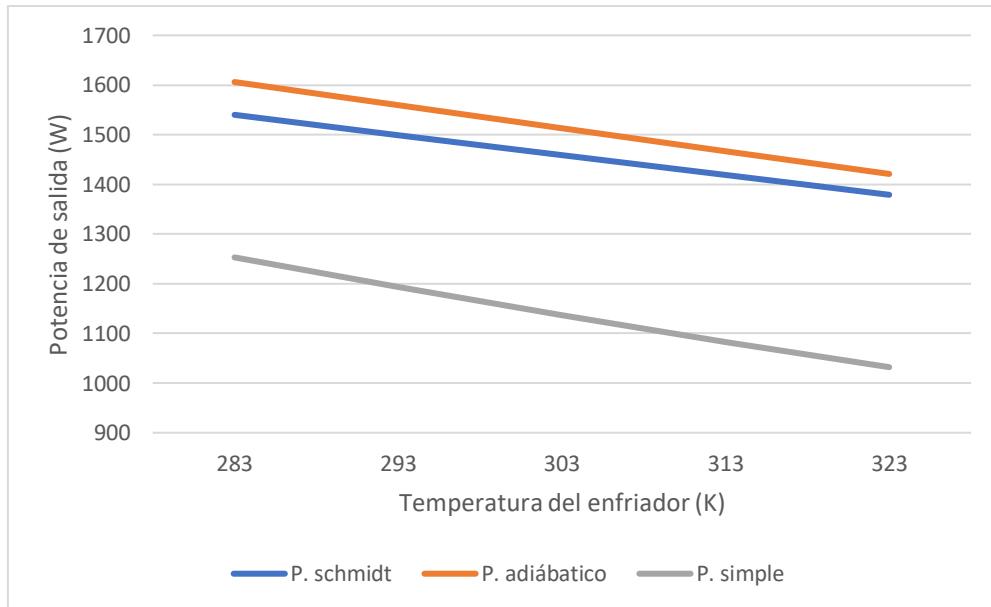
En este caso se modifica la temperatura del foco frio pasando de 10 °C a 50 °C con un incremento de 10 °C cada vez.

Temperatura (K)	P_{Schmidt} (W)	P_{adiab} (W)	P_{simple} (W)
283	1540	1606	1253
293	1499	1559	1194
303	1459	1513	1137
313	1419	1467	1083
323	1379	1421	1032

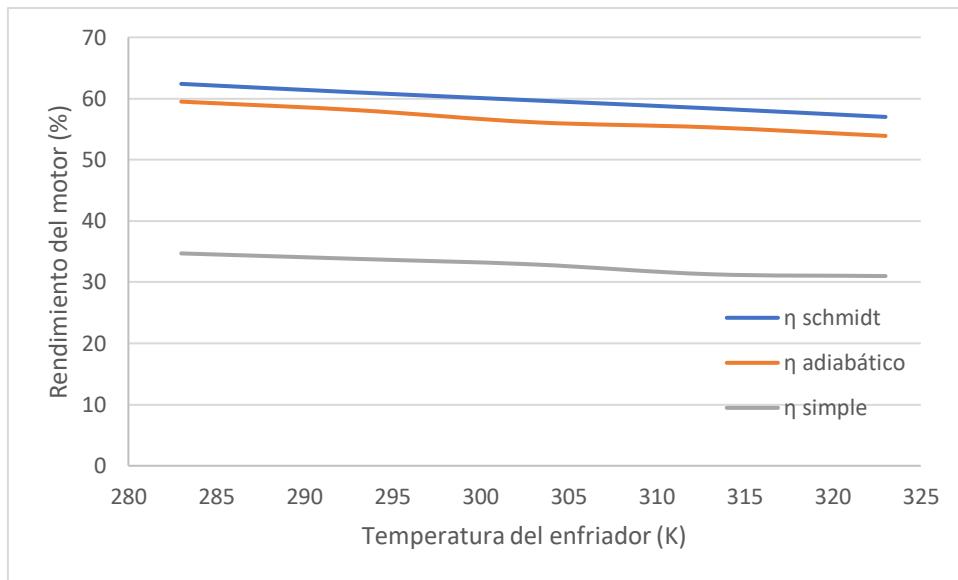
Tabla 22. Estudio potencia (T_k)

Temperatura (K)	η_{Schmidt} (%)	η_{adiab} (%)	η_{simple} (%)
283	62,4	59,5	34,7
293	61	58,1	33,8
303	59,7	56,13	32,9
313	58,4	55,3	31,3
323	57	53,9	31

Tabla 23. Estudio eficiencia (T_k)



Gráfica 9. Potencia vs T_k



Gráfica 10. Eficiencia vs T_k .

En este caso, al aumentar la temperatura del foco frio, es decir, la que refrigerara el FPSE se puede observar cómo, a medida que se va subiendo, tanto la potencia como el rendimiento del motor disminuye a gran velocidad. Tomando en cuenta la tendencia lineal de la potencia y el rendimiento simples, en este caso, disminuyen en 40W y en un 1.35% por cada 10 °C que aumentamos la temperatura del enfriador aproximadamente y respectivamente.

Esto se debe a que el intercambio de calor es menor, y a mayor temperatura del enfriador, mayor temperatura media del regenerador.

Modificación del fluido de trabajo

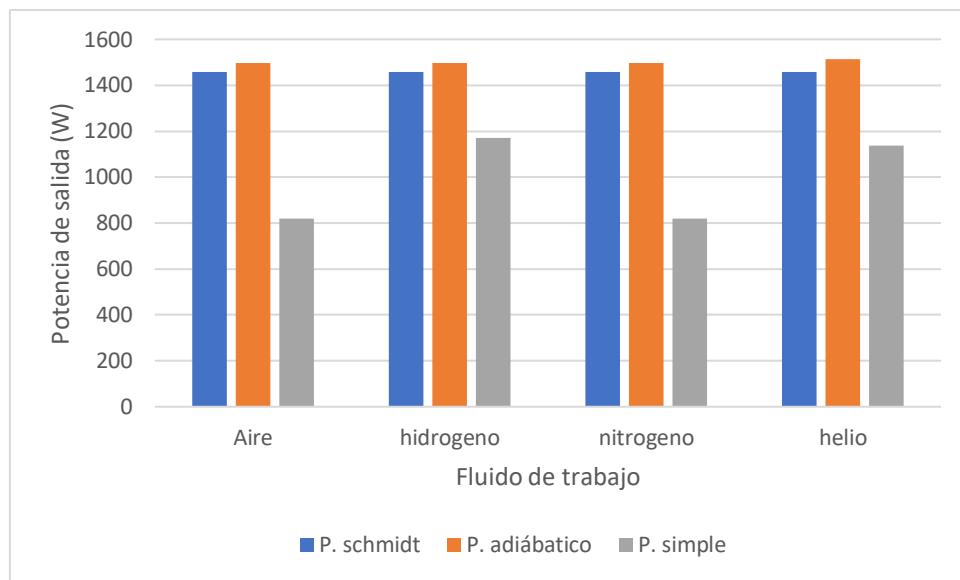
En este caso, se modifica el fluido de trabajo con las 4 opciones que se dispone.

Fluido de trabajo	$P_{\text{Schmidt}} (\text{W})$	$P_{\text{adiab}} (\text{W})$	$P_{\text{simple}} (\text{W})$
Aire	1459	1498	820,15
Hidrogeno	1459	1498	1170,04
Nitrógeno	1459	1498	819,13
Helio	1459	1513	1137

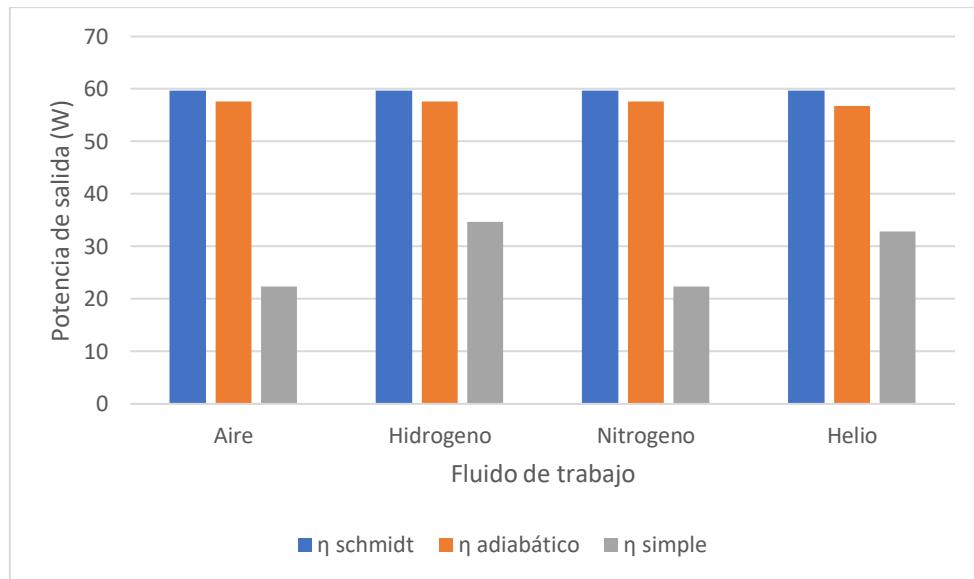
Tabla 24. Estudio potencia (fluído)

Fluido de trabajo	$\eta_{\text{Schmidt}} (\%)$	$\eta_{\text{adiab}} (\%)$	$\eta_{\text{simple}} (\%)$
Aire	59,7	57,6	22,3
Hidrogeno	59,7	57,6	34,7
Nitrógeno	59,7	57,6	22,3
Helio	59,7	56,7	32,9

Tabla 25. Estudio eficiencia (fluído)



Gráfica 11. Potencia vs fluido de trabajo



Gráfica 12. Eficiencia vs fluido de trabajo.

En este caso, se puede observar que, al simular la modificación el fluido de trabajo del motor, se tienen dos sustancias óptimas para el trabajo necesario (hidrógeno y helio) y dos que se tendrían que evitar (aire y nitrógeno).

En todos los casos, se observan como las potencias producidas por el motor en el análisis adiabático y en el Schmidt son muy parecidas, sin embargo, en el momento en el que se realiza el análisis simple, la potencia cambia drásticamente.

Se observan series parecidas para el caso de los rendimientos donde el adiabático y Schmidt son similares para los 4 casos, sin embargo, en el análisis simple destacan el helio y el hidrógeno (con rendimientos de hasta casi el 35%).

Estos resultados, podrían deberse al propio peso molecular de ambos fluidos, siendo 4 g/mol para el helio y 2 g/mol para el hidrógeno. En ambos casos, es muy pequeño comparado con los otros dos fluidos restantes (29 g/mol para el aire y 30 g/mol para el nitrógeno).

Se puede concluir que, para el caso del aire y nitrógeno, los efectos de la transferencia de calor son menores y de las pérdidas por fricción son mayores. Por el contrario, su mayor peligrosidad debe considerarse en su manejo.

Variación del número de aletas en el enfriador

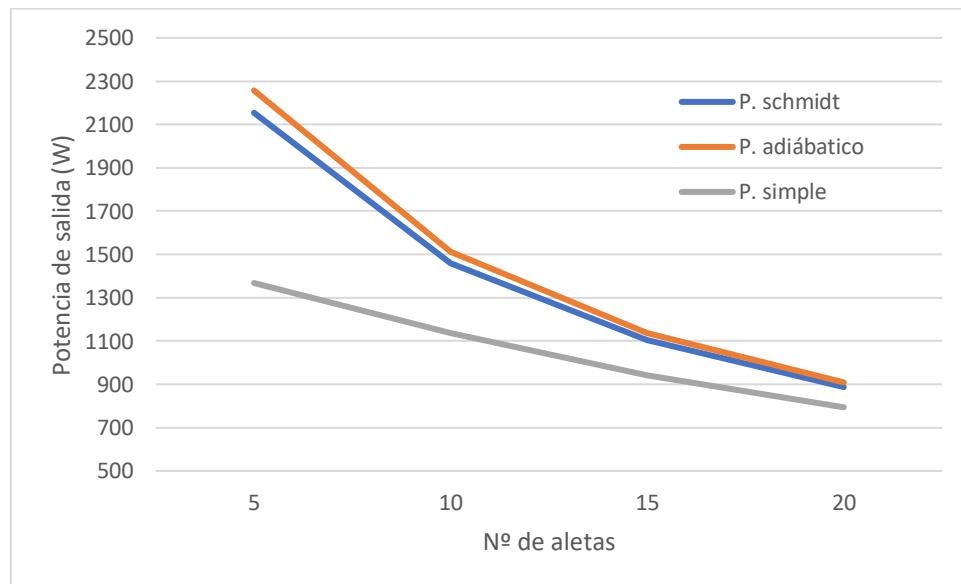
Se modifican en este caso el número de aletas utilizadas en el enfriador, incrementando de 5 en 5 desde 5 hasta 20.

Nº Aletas	P _{Schmidt} (W)	P _{adiab} (W)	P _{simple} (W)
5	2154	2257	1368
10	1459	1513	1137
15	1103	1136	942
20	887,4	909	794

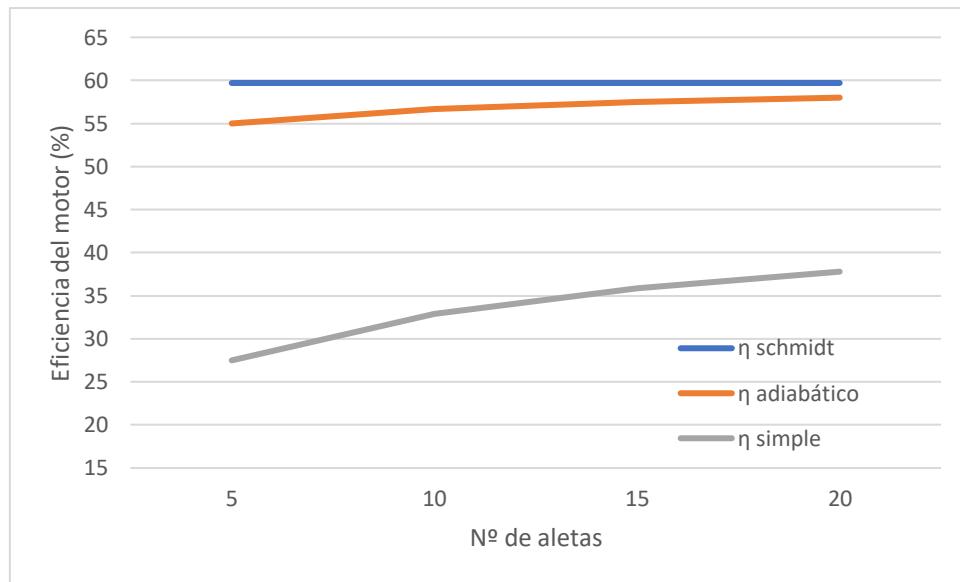
Tabla 26. Estudio potencia (Nº aletas enfriador)

Nº Aletas	$\eta_{\text{Schmidt}} (\%)$	$\eta_{\text{adiab}} (\%)$	$\eta_{\text{simple}} (\%)$
5	59,7	55	27,5
10	59,7	56,7	32,9
15	59,7	57,5	35,9
20	59,7	58	37,8

Tabla 27. Estudio eficiencia (Nº aletas enfriador)



Gráfica 13. Potencia vs nº aletas.



Gráfica 14. Eficiencia vs nº de aletas.

Este caso es un poco ambiguo, ya que si se estudia el caso de la potencia y el rendimiento de manera distinta se obtienen resultados dispares.

En estos casos, para una mayor refrigeración por aletas, necesitaríamos un espacio más grande donde ubicarlas, ya que en el espacio disponible no cabrían seguramente las 20 que proponemos. Al afectar principalmente al enfriador y a sus pérdidas, se puede ver como únicamente afecta al rendimiento del análisis simple.

Para empezar, se puede observar cómo al aumentar el número de aletas en cada de cinco en cinco la potencia cae drásticamente pasando de 2150 W a 850 W en el caso del adiabático, lo cual es una caída significativa. Pero si se pasa a estudiar el rendimiento, se observa como en el caso del simple, al subir el número de aletas, el rendimiento sube más de un 10% en el análisis simple.

Variación de la porosidad de la matriz en el calentador

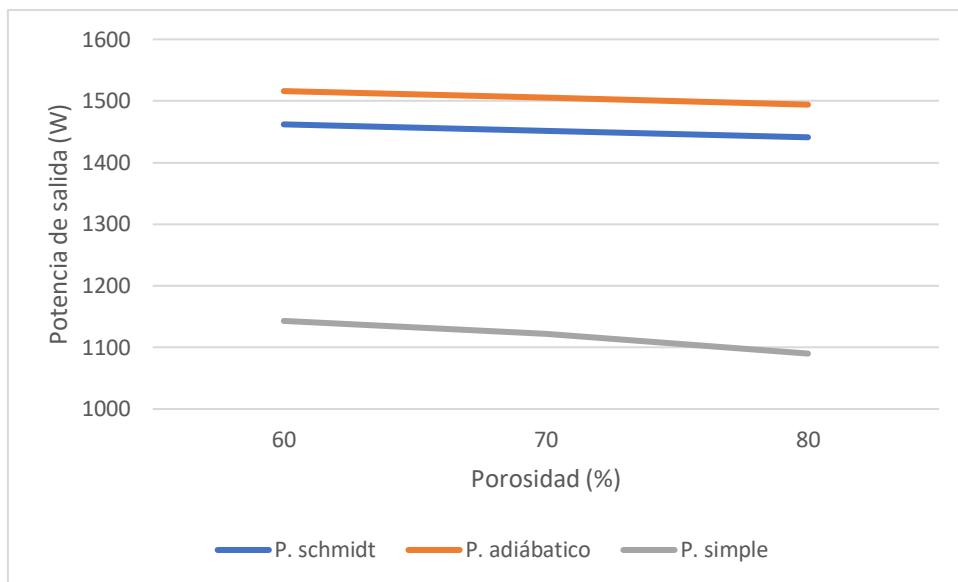
En este caso, se modifica la porosidad del calentador de 60% a 80% con un incremento cada vez del 10%.

Porosidad	P_{Schmidt} (W)	P_{adiab} (W)	P_{simple} (W)
60	1462	1516	1143
70	1451	1505	1122
80	1441	1494	1090

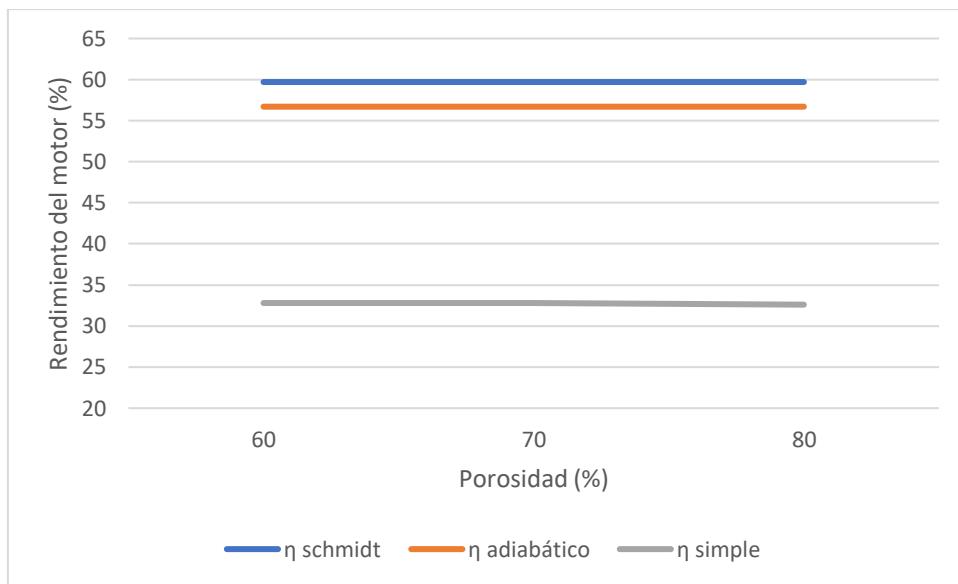
Tabla 28. Estudio potencia (porosidad calentador)

Porosidad	η_{Schmidt} (%)	η_{adiab} (%)	η_{simple} (%)
60	59,7	56,7	32,8
70	59,7	56,7	32,8
80	59,7	56,7	32,6

Tabla 29. Estudio eficiencia (porosidad calentador)



Gráfica 15. Potencia vs porosidad.



Gráfica 16. Eficiencia vs porosidad.

En este caso, se ve que apenas se ve modificada la potencia y la eficiencia al incrementar o disminuir la porosidad con respecto al caso base.

Una posible explicación sería que no hay efecto alguno ya que la temperatura del calentador ya de por si es muy elevada.

CONCLUSIONES

A lo largo de este TFM, se propuso modelar un motor FPSE de 1 kW_e con el objetivo de tener una base para contrastar los resultados futuros de un equipo real integrado dentro de una caldera de biomasa. Los resultados obtenidos cumplen con este objetivo inicial.

Una vez obtenido este modelado, las posibilidades de continuación de este proyecto son diversas, siendo la primera el posible ajuste de este a través de su validación con datos experimentales.

Otra de las facetas es el modelado matemático integrado de la caldera de biomasa para estudiar, analizar y calcular cual sería la temperatura que proporcionaría la caldera en el punto de conexión del FPSE y por tanto sus prestaciones. Este modelo de caldera basado en el método zonal para la radiación se ha presentado de forma conjunta a este modelo en una comunicación al congreso CPOTE 2024, que se llevará a cabo en Polonia (23-26 de septiembre).

Este artículo podría ser la línea a seguir del proyecto donde se incorporan ambos componentes unidos para estudiar la cogeneración de ACS por parte de la caldera y energía eléctrica por parte del FPSE.

A lo largo del proyecto se han podido diversas dificultades donde, por ejemplo, mayor parte de los artículos estudiados hacían referencia como se ha indicado en la introducción a un motor llamado RE1000 que distaba de lo que nosotros queríamos conseguir. La información del diseño específico de los fabricantes de motores Stirling es confidencial, con lo cual la públicamente existente en los artículos científicos se reduce a motores ya de cierta antigüedad, o instalaciones experimentales de muy reducida capacidad (decenas de watos como máximo).

Un trabajo de fin de máster como este me ha llevado a desarrollarme personal y profesionalmente en diversos aspectos. El primero de ellos es en el conocimiento técnico, un proyecto como estos donde las bases difieren de mis conocimientos iniciales sobre un tema tan específico como los motores FPSE me ha llevado a invertir tiempo y energía en estudiar y analizar todo lo relativo al tema. Otro desarrollo personal podría ser la resiliencia para superar obstáculos y mantener la motivación a lo largo del proyecto. Finalmente, el trabajo en equipo, ya que, sin duda, mi tutor Javier Uche y nuestro acompañante y profesor de la escuela Sergio Usón, me han guiado en todo momento hacia el camino correcto y poder superar estas adversidades.

ANEXOS

ANEXO 1: Ecuaciones de resolución del sistema adiabático

Ecuaciones para resolver el sistema adiabático:

Presión

$$p = M \cdot R * \left(\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e} \right)$$

$$dp = \frac{-\gamma \cdot p \left(\frac{dV_c}{T_{ck}} + \frac{dV_e}{T_{he}} \right)}{\frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}}}$$

Masas:

$$m_c = \frac{p \cdot V_c}{R \cdot T_c}$$

$$m_k = \frac{p \cdot V_k}{R \cdot T_k}$$

$$m_r = \frac{p \cdot V_r}{R \cdot T_r}$$

$$m_h = \frac{p \cdot V_h}{R \cdot T_h}$$

$$m_e = \frac{p \cdot V_e}{R \cdot T_e}$$

Acumulaciones de masa:

$$dm_c = \frac{p \cdot dV_c + V_c \cdot dp / \gamma}{R \cdot T_{ck}}$$

$$dm_e = \frac{p \cdot dV_e + V_e \cdot dp / \gamma}{R \cdot T_{he}}$$

$$dm_k = m_k \cdot \frac{dp}{p}$$

$$dm_r = m_r \cdot \frac{dp}{p}$$

$$dm_h = m_h \cdot \frac{dp}{p}$$

Flujos másicos:

$$m_{ck'} = -dm_c$$

$$m_{kr'} = m_{ck'} - dm_k$$

$$m_{he'} = dm_e$$

$$m_{rh'} = m_{he'} + dm_h$$

Temperaturas condicionales:

if $m_{ck'} > 0$ *then* $T_{ck} = T_c$ *else* $T_{ck} = T_k$

if $m_{he'} > 0$ *then* $T_{he} = T_h$ *else* $T_{he} = T_e$

Temperaturas:

$$dT_c = T_c \cdot \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_c}{V_c} - \frac{dm_c}{m_c} \right)$$

$$dT_e = T_e \cdot \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_e}{V_e} - \frac{dm_e}{m_e} \right)$$

Energía:

$$dQ_k = V_k \cdot dp \cdot \frac{c_v}{R} - c_p \cdot (T_{ck} \cdot m_{ck'} - T_k \cdot m_{kr'})$$

$$dQ_r = V_r \cdot dp \cdot \frac{c_v}{R} - c_p \cdot (T_k \cdot m_{kr'} - T_h \cdot m_{rh'})$$

$$dQ_h = V_h \cdot dp \cdot \frac{c_v}{R} - c_p \cdot (T_h \cdot m_{rh'} - T_{he} \cdot m_{he'})$$

$$dW_c = p \cdot dV_c$$

$$dW_e = p \cdot dV_e$$

$$dW = dW_c + dW_e$$

$$W = W_c + W_e$$

ANEXO 2: Ecuaciones parámetros básicos FPSE

```

function engine
global engine_type % b)etadrive
global new fid % new data file

engine_type = 'u';
while(strncmp(engine_type,'u',1))
    if(strncmp(new,'y',1))
        fprintf('Available engine types are:\n');
        fprintf('    sinusoidal drive\n');
        fprintf('    yoke drive (Ross)\n');
        fprintf('    rocker-V drive (Ross)\n');
        fprintf('    beta drive (Free piston)\n');
        engine_type = input('enter engine type ','s');
        fprintf(fid, '%c\n', engine_type(1));
    else
        engine_type = fscanf(fid, '%c',1);
    end
    if(strncmp(engine_type,'s',1))
        sindrive;
    elseif(strncmp(engine_type,'y',1))
        yokedrive;
    elseif(strncmp(engine_type,'r',1))
        rockerVdrive;
    elseif(strncmp(engine_type,'b',1))
        betadrive;
    else
        fprintf('engine type is undefined\n')
        engine_type = 'u';
    end
end
%=====
function betadrive
global vclc vcle % compression,expansion clearance vols [m^3]
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]
global new fid % new data file

fprintf('beta drive engine configuration\n')
if(strncmp(new,'y',1))
    xpa = input('enter piston amplitude (m): ');
    xda = input('enter displacer amplitude (m): ');
    phid = input('enter displacer phase angle advance [degrees]: ');
    dp = input('enter piston diameter (m): ');
    dd = input('enter displacer diameter (m): ');
    dr = input('enter displacer rod diameter (m): ');
    vclc = input('enter compression space clearance volume [m^3]: ');
    vcle = input('enter expansion space clearance volume [m^3]: ');

else
    xpa = fscanf(fid, '%e',1);
    xda = fscanf(fid, '%e',1);
    phid = fscanf(fid, '%f',1);
    dp = fscanf(fid, '%e',1);
    dd = fscanf(fid, '%e',1);
    dr = fscanf(fid, '%e',1);
    vclc = fscanf(fid, '%e',1);
    vcle = fscanf(fid, '%e',1);
end

```

```

end

ap = pi*dp*dp/4; % piston area (m^2)
ad = pi*dd*dd/4; % displacer area (m^2)
ar = pi*dr*dr/4; % displacer rod area (m^2)
vpa = xpa*(ap - ar); % (piston - rod) volume aplitute {m^3}
vda = xda*(ad - ar); % (displacer - rod) volume amplitude(m^3)
vea = xda*ad; % displacer volume aplitute {m^3}
phi = phid*pi/180; % radians

delta = atan2(vda*sin(phi),(vda*cos(phi) - vpa));
% compression space volume to piston amplitude phase advance
vca = sqrt(vpa*vpa - 2*vpa*vda*cos(phi) + vda*vda);
% compression space volume amplitude (m^3)

vswc = 2*vca; % compression space swept volume (m^3)
vswe = 2*vea; % expansion space swept volume (m^3)
alpha = pi + phi - delta; % expansion phase angle advance (radians)

fprintf('\nbeta drive engine data summary:\n');
fprintf(' comp clearence,swept vols %.1f, %.1f [cm^3]\n', vclc*1e6,vswc*1e6);
fprintf(' exp clearence,swept vols %.1f, %.1f [cm^3]\n', vcle*1e6,vswe*1e6);
fprintf(' expansion phase angle advance %.1f[degrees]\n\n', alpha*180/pi);
=====
function gas
global rgas % gas constant [J/kg.K]
global cp % specific heat capacity at constant pressure [J/kg.K]
global cv % specific heat capacity at constant volume [J/kg.K]
global gama % ratio: cp/cv
global mu0 % dynamic viscosity at reference temp t0 [kg.m/s]
global t0 t_suth % reference temperature [K], Sutherland constant [K]
global prandtl % Prandtl number
global new fid % new data file

gas_type = 'un';
while(strncmp(gas_type,'un',2))
    if(strcmp(new,'y',1))
        fprintf('Available gas types are:\n');
        fprintf('   hydrogen\n');
        fprintf('   helium\n');
        fprintf('   air\n');
        fprintf('   nitrogen\n');
        gas_type = 'he' %input('enter gas type: ','s');
        gas_type = [gas_type(1), gas_type(2)];
        fprintf(fid, '%s\n', gas_type);
    else
        fscanf(fid, '%c',1); % bypass the previous newline character
        gas_type = fscanf(fid, '%c',2);
    end
    fprintf('gas type is helium\n')
    gama = 1.67;
    rgas = 2078.6;
    mu0 = 18.85e-6;
    t_suth = 80.0;

else
    fprintf('gas type is undefined\n')
    gas_type = 'un';
end

```

```
end  
cv = rgas/(gama - 1)  
cp = gama*cv;  
t0 = 273;  
prandtl = 0.71;
```

ANEXO 3: Ecuaciones de MATLAB INTERCAMBIADORES DE CALOR

```

function heatex
cooler;
regen;
heater;
%=====
function cooler
global vk % cooler void volume [m^3]
global ak % cooler internal free flow area [m^2]
global awgk % cooler internal wetted area [m^2]
global dk % cooler hydraulic diameter [m]
global lk % cooler effective length [m]
global new fid % new data file
global din % new data file

cooler_type = 'u';
while(strncmp(cooler_type,'u',1))
    if(strcmp(new,'y'))
        fprintf('Available cooler types are:\n')
        fprintf('    p, for smooth pipes\n')
        fprintf('    a, for smooth annulus\n')
        fprintf('    s, for aletas\n')
        fprintf('    t, for Tela\n')
        cooler_type = input ('enter cooler type ','s');
        fprintf(fid, '%c\n', cooler_type(1));
    else
        fscanf(fid, '%c',1); % bypass the previous newline character
        cooler_type = fscanf(fid, '%c',1);
    end
    if(strcmp(cooler_type,'p'))
        [vk,ak,awgk,dk,lk] = pipes;
    elseif(strcmp(cooler_type,'a'))
        [vk,ak,awgk,dk,lk] = annulus;
    elseif(strcmp(cooler_type,'s'))
        [vk,ak,awgk,dk,lk] = aletas;
    elseif(strcmp(cooler_type,'t'))
        [vk,ak,awgk,dk,lk] = Tela;
    else
        fprintf('cooler type is undefined\n')
        cooler_type = 'u';
    end
end
fprintf('cooler data summary:\n');
fprintf(' void volume(cc) %.2f\n', vk*1e6)
fprintf(' free flow area (cm^2) %.2f\n', ak*1e4)
fprintf(' wetted area (cm^2) %.2f\n', awgk*1e4)
fprintf(' hydraulic diameter(mm) %.2f\n', dk*1e3)
fprintf(' cooler length (cm) %.2f\n', lk*1e2)

%=====
function heater
global vh % heater void volume [m^3]
global ah % heater internal free flow area [m^2]
global awgh % heater internal wetted area [m^2]
global dh % heater hydraulic diameter [m]
global lh % heater effective length [m]
global new fid % new data file
global din %

```

```

heater_type = 'u';
while(strncmp(heater_type,'u',1))
    if(strncmp(new,'y',1))
        fprintf('Available heater types are:\n')
        fprintf('    p, for smooth pipes\n')
        fprintf('    a, for smooth annulus\n')
        fprintf('    s, for aletas\n')
    fprintf('    t, for Tela\n')
    heater_type = 't' %input('enter heater type ','s');
    fprintf(fid, '%c\n', heater_type(1));
else
    fscanf(fid, '%c',1); % bypass the previous newline character
    heater_type = fscanf(fid, '%c',1);
end
if(strcmp(heater_type,'p',1))
    [vh,ah,awgh,dh,lh] = pipes;
elseif(strcmp(heater_type,'a',1))
    [vh,ah,awgh,dh,lh] = annulus;
elseif(strcmp(heater_type,'s',1))
    [vh,ah,awgh,dh,lh] = aletas;
elseif(strcmp(heater_type,'t',1))
    [vh,ah,awgh,dh,lh] = Tela;
else
    fprintf('heater type is undefined\n')
    heater_type = 'u';
end
end
fprintf('heater data summary:\n');
fprintf(' void volume(cc) %.2f\n', vh*1e6)
fprintf(' free flow area (cm^2) %.2f\n', ah*1e4)
fprintf(' wetted area (cm^2) %.2f\n', awgh*1e4)
fprintf(' hydraulic diameter(mm) %.2f\n', dh*1e3)
fprintf(' heater length (cm) %.2f\n', lh*1e2)

%=====
function [v,a,awg,d,len] = aletas
global new fid % new data file

fprintf(' aletas heat exchanger\n')
if(strcmp(new,'y',1))
    w = input('enter width of slot [m] : ');
    h = input('enter height of slot [m] : ');
    len = input('enter heat exchanger length [m] : ');
    num = input('enter number of aletas : ');
    fprintf(fid, '%.3e\n', w);
    fprintf(fid, '%.3e\n', h);
    fprintf(fid, '%.3e\n', len);
    fprintf(fid, '%d\n', num);
else
    w = fscanf(fid,'%e',1);
    h = fscanf(fid,'%e',1);
    len = fscanf(fid,'%e',1);
    num = fscanf(fid,'%d',1);
end

a = num*w*h;
v = a*len;
awg = num*(w + 2*h)*len + len*pi*0.108;

```

```

d = 4*v/awg;
%=====
function [v,a,awg,d,len] = Tela
global new fid % new data file
global din % din [m^3]
global dwire % dwire [m^3]
global porosityT % Porosidad de la tela [-]

fprintf('homogeneous bundle of Tela\n')
if(strncmp(new,'y',1))
    din = input('enter din [m] : ');
    len = input('enter heat exchanger length [m] : ');
    dwire = input('enter dwire : ');
    porosityT = input('enter porosity : ');
    fprintf(fid, '%.3e\n', din);
    fprintf(fid, '%.3e\n', len);
    fprintf(fid, '%d\n', dwire);
    fprintf(fid, '%d\n', porosityT);
else
    d = fscanf(fid,'%e',1);
    len = fscanf(fid,'%e',1);
    num = fscanf(fid,'%d',1);
end
a = pi*din*din/4*porosityT;
v = a*len;
d=dwire*porosityT/(1-porosityT)
awg = 4*v/d;

```

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1. Diferentes tipos de motor, de izquierda a derecha, α , β y γ [26]	8
Ilustración 2. Esquema modelo Schmidt.....	9
Ilustración 3. Esquema modelo adiabático	10
Ilustración 4. Esquema modelo simple	11
Ilustración 5. Esquema de uso del programa	13
Ilustración 6. Esquema de uso del programa en el modelo Schmidt.....	14
Ilustración 7. Esquema de uso del programa del modelo adiabático.....	14
Ilustración 8. Esquema de uso del programa del modelo simple.....	15
Ilustración 9. Esquema del FPSE integrado con la caldera de biomasa	15
Ilustración 10. Cabezal con tubos [24]	17
Ilustración 11. Ejemplo de motor con cabezal de tubos [27]	17
Ilustración 13. Ejemplo regenerador tubular	19
Ilustración 14. Ejemplo regenerador anular [28].....	19
Ilustración 15. Dimensiones requeridas Stirling	21
Ilustración 16. Salida de datos Schmidt	24
Ilustración 17. Salida de datos adiabático.....	26
Ilustración 18. Salida de datos regenerador simple	27
Ilustración 19. Salida de datos del intercambiador de calor Simple.....	28
Ilustración 20. Resumen datos simple	28

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Datos geométricos solicitados.....	16
Tabla 2. Datos geométricos necesarios.....	16
Tabla 3. Datos geométricos necesarios.....	16
Tabla 4. Datos de diseño para intercambiadores tubulares	17
Tabla 5. intercambiador anular: datos básicos.....	17
Tabla 6. Intercambiadores con aletas: datos fundamentales	18
Tabla 7. Intercambiador con malla de alambre: datos clave.	18
Tabla 8. Caso regenerador tubular	19
Tabla 9. Caso regenerador anular.....	20
Tabla 10. Caso matriz de malla.....	20
Tabla 11. Caso matriz de láminas	20
Tabla 12. Datos finales calentador.....	21
Tabla 13. Datos finales regenerador.....	22
Tabla 14. Datos finales malla regenerador.....	22
Tabla 15. Datos finales enfriador.....	23
Tabla 16. Datos finales modo operación.....	23
Tabla 17. Recapitulación datos finales.....	24
Tabla 18. Tabla datos caso base	30
Tabla 19. Tabla de resultados caso base	30
Tabla 20. Estudio potencia (T_k)	30
Tabla 21. Estudio eficiencia (T_k).....	30
Tabla 22. Estudio potencia (T_k)	32
Tabla 23. Estudio eficiencia (T_k)	32
Tabla 24. Estudio potencia (fluido)	33
Tabla 25. Estudio eficiencia (fluido).....	33
Tabla 26. Estudio potencia (Nº aletas enfriador)	35
Tabla 27. Estudio eficiencia (Nº aletas enfriador)	35
Tabla 28. Estudio potencia (porosidad calentador)	36
Tabla 29. Estudio eficiencia (porosidad calentador).....	36

ÍNDICE DE GRÁFICAS

Gráfica 1. Ciclo Stirling ideal [25]	7
Gráfica 2. Diagrama P-θ.....	25
Gráfica 3. Diagrama PV	25
Gráfica 4. Diagrama Energía-theta.....	27
Gráfica 5. Diagrama Temperatura-theta.....	27
Gráfica 6. Diagrama temperaturas simple	29
Gráfica 7. Potencia vs T_h	31
Gráfica 8. Eficiencia vs T_h	31
Gráfica 9. Potencia vs T_k	32
Gráfica 10. Eficiencia vs T_k	33
Gráfica 11. Potencia vs fluido de trabajo	34
Gráfica 12. Eficiencia vs fluido de trabajo.	34
Gráfica 13. Potencia vs nº aletas.	35
Gráfica 14. Eficiencia vs nº de aletas.	36
Gráfica 15. Potencia vs porosidad.	37
Gráfica 16. Eficiencia vs porosidad.	37

REFERENCIAS

1. Urieli, I., & Berchowitz, D. M. (1983). Stirling Cycle Engine Analysis. <https://ci.nii.ac.jp/ncid/BA01434531>
2. Snyman, H., Harms, T., & Strauss, J. (2008). Design analysis methods for Stirling engines. *Journal Of Energy In Southern Africa*, 19(3), 4-19. <https://doi.org/10.17159/2413-3051/2008/v19i3a3329>
3. Furmanek, M., & Kropiwnicki, J. (2022). Stirling engines - the state of technology development and computational models. *Silniki Spalinowe/Combustion Engines*, 188(1), 3-12. <https://doi.org/10.19206/ce-142027>
4. Ahmadi, M., Pourfayaz, F., Thermal Models for Analysis of Performance of Stirling Engine: A review. (2017). *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, 68, 168-184.
5. Wang, K., & R.Sanders, S. (2016). Stirling cycle engines for recovering low and moderate temperature heat A review. *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, 62, 89-108.
6. Zhu, S., & Yu, G., A review of Stirling-engine-based combined heat and power technology. (2021). *Applied Energy*, 294, 116965.
7. Zare, S., & Tavakolpour-saleh, A., Free Piston Stirling Engines: a review. (2020). *Int J Energy Res*, 44, 5039–5070.
8. Formosa, F. (2011). Coupled thermodynamic–dynamic semi-analytical model of free piston Stirling engines. *Energy Conversion And Management*, 52(5), 2098-2109. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.12.014>
9. Chen, N., Griffin, F., West, D., Linear Harmonic analysis of Stirling engine thermodynamics. (s. f.). Report ORNL/CON, 155.
10. Zhu, K., Wei, Z., Xia, Y., Affect analysis of damping coefficients on a free-piston Stirling engine under a constant power condition based on a thermodynamic-dynamic coupled model. (s. f.). SSRN23-preprint.
11. Zhu, K., Wei, Z., & Xia, Y. (2023). Effect of damping coefficients on a free-piston Stirling engine under a constant power condition based on a thermodynamic-dynamic coupled model. *Applied Thermal Engineering*, 232, 121027. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121027>
12. Sowale, A., & Kolios, A. J. (2018b). Thermodynamic Performance of Heat Exchangers in a Free Piston Stirling Engine. *Energies*, 11(3), 505. <https://doi.org/10.3390/en11030505>
13. Tavakolpour-Saleh, A., Zare, S., & Omidvar, A. (2016). Applying perturbation technique to analysis of a free piston Stirling engine possessing nonlinear springs. *Applied Energy*, 183, 526-541. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.09.009>
14. Zare, S., Tavakolpour-Saleh, A., Shourangiz-Haghghi, A., & Binazadeh, T. (2019). Assessment of damping coefficients ranges in design of a free piston Stirling engine: Simulation and experiment. *Energy*, 185, 633-643. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.07.069>
15. Zare, S., & Tavakolpour-Saleh, A. (2016). Frequency-based design of a free piston Stirling engine using genetic algorithm. *Energy*, 109, 466-480. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.04.119>

16. Alfarawi, S., Al-Dadah, R., & Mahmoud, S. (2016). Enhanced thermodynamic modelling of a gamma-type Stirling engine. *Applied Thermal Engineering*, 106, 1380-1390. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.145>
17. Araoz, J. A., Salomon, M., Alejo, L., & Fransson, T. H. (2014). Non-ideal Stirling engine thermodynamic model suitable for the integration into overall energy systems. *Applied Thermal Engineering*, 73(1), 205-221. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.07.050>
18. Kuosa, M., Kaikko, J., & Koskelainen, L. (2007). The impact of heat exchanger fouling on the optimum operation and maintenance of the Stirling engine. *Applied Thermal Engineering*, 27(10), 1671-1676. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.07.004>
19. Damirchi, H., Najafi, G., Alizadehnia, S., Mamat, R., Azwadi, C. S. N., Azmi, W., & Noor, M. (2016). Micro Combined Heat and Power to provide heat and electrical power using biomass and Gamma-type Stirling engine. *Applied Thermal Engineering*, 103, 1460-1469. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.04.118>
20. De la Bat, B., Harms, T., Dobson, R., & Bell, A. (2020). Derivation and numerical case study of a one-dimensional, compressible-flow model of a novel free-piston Stirling engine. *Energy*, 199, 117404. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117404>
21. Zare, S. H., Shourangiz-Haghghi, A. R., & Tavakolpour-Saleh, A. R. (2018). Higher order modeling of a free-piston Stirling engine: analysis and experiment. *International Journal Of Energy And Environmental Engineering*, 9(3), 273-293. <https://doi.org/10.1007/s40095-018-0267-7>
22. Scarpin, G., "Modelo simple de Stirling" Proyecto Fonarsec INTIHUASI
23. Yu, M., Shi, C., Liu, Z., & Liu, W. (2022). Design and multi-objective optimization of a new annular constructal bifurcation Stirling regenerator using response surface methodology. *International Journal Of Heat And Mass Transfer/International Journal Of Heat And Mass Transfer*, 195, 123129. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123129>
24. Qiu, S., & Solomon, L. (2019). Free-Piston Stirling Engine Generators. IntechOpen. doi: 10.5772/intechopen.79413
25. El motor de Stirling. http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/_estadistica/termodinamica/stirling/stirling.html
26. Utrilla Noriega, P. PFC INTRODUCCIÓN AL MOTOR STIRLING Universidad de Sevilla
27. Aplicaciones y ventajas. Motor Stirling. <https://motorstirling.weebly.com/aplicaciones-y-ventajas.html>
28. Mancisidor, A. M., Gil, E., Garciandia, F., Sebastian, M. S., Lizaso, O., & Escubi, M. (2018). Stirling engine regenerator based on lattice structures manufactured by selective laser melting. *Procedia CIRP*, 74, 72-75. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2018.08.033>
29. Araoz Ramos, J. A. (2015). Thermodynamic analysis of Stirling engine systems [Doctoral Thesis]. KTH School of Industrial Engineering and Management.
30. Zare, S., & Tavakolpour-Saleh, A. R. (2020). Predicting onset conditions of a free piston stirling engine. *Applied Energy*, 262, 114488.
31. Hachem, H., Gheith, R., & Aloui, F. (2018). Technological challenges and optimization efforts of the Stirling machine: A review. *Energy Conversion And Management*, 171, 1365-1387.
32. Udeh, G. T., Michailos, S., Ingham, D., Hughes, K. J., Ma, L., & Pourkashanian, M. (2021). A techno-enviro-economic assessment of a biomass fuelled micro-CCHP driven by a hybrid Stirling and ORC engine. *Energy Conversion And Management*, 227, 113601. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113601>
33. Ferreira, A. C., Silva, J., Teixeira, S., Teixeira, J. C., & Nebra, S. A. (2020). Assessment of the Stirling engine performance comparing two renewable energy sources: Solar

- energy and biomass. Renewable Energy, 154, 581-597.
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.03.020>
- 34. Cardozo, E., & Malmquist, A. (2019). Performance comparison between the use of wood and sugarcane bagasse pellets in a Stirling engine micro-CHP system. Applied Thermal Engineering, 159, 113945. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113945>
 - 35. Arashnia, I., Najafi, G., Ghobadian, B., Yusaf, T., Mamat, R., & Kettner, M. (2015). Development of Micro-scale Biomass-fuelled CHP System Using Stirling Engine. Energy Procedia, 75, 1108-1113. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.07.505>
 - 36. Thiers, S., Aoun, B., & Peuportier, B. (2010). Experimental characterization, modeling and simulation of a wood pellet micro-combined heat and power unit used as a heat source for a residential building. Energy And Buildings, 42(6), 896-903. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.12.011>
 - 37. Mabe, A., Takami, H., & Ishibashi, F. (2018, 1 octubre). Biomass Free Piston Stirling Engine Generator with PV. 7th ICRERA Conference. <https://doi.org/10.1109/icrera.2018.8566744>