



UNIVERSIDAD
DE MÁLAGA



ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

Departamento de Ingeniería Mecánica, Térmicas y de Fluidos

Área de Conocimiento: Máquinas y Motores Térmicos

TRABAJO FIN DE MÁSTER

**ANÁLISIS DE LA UNIDAD DE MICROCOGENERACIÓN WHISPERGEN®
EU1 MEDIANTE LA SIMULACIÓN EN CFD DEL MOTOR STIRLING**

**ANALYSIS OF THE WHISPERGEN® EU1 MICRO CHP UNIT USING CFD
SIMULATION OF THE STIRLING ENGINE**

Máster en Ingeniería Industrial

Autor: Daniel Núñez Gevorkian

Tutor: Juan Antonio Auñón Hidalgo

Cotutor: Joaquín Ortega Casanova

MÁLAGA, 07 de septiembre de 2.023

Agradecimientos

A mis queridos padres, José Antonio y Anna: Gracias por brindarme la oportunidad de llegar a donde estoy hoy y por confiar en mí desde el principio. Su apoyo moral, emocional y económico ha sido fundamental. Sin ellos, superar ni tan siquiera el primer año de Grado hubiera sido imposible. Les debo una eterna gratitud, respeto y admiración.

A mi mentor y guía académico, Dr. Juan Antoni Auñón. Le estoy sumamente agradecido por la oportunidad que me brindó y por el continuo respaldo y confianza que ha depositado en mí desde nuestros primeros intercambios. Sus orientaciones y sabios consejos han sido inestimables para mi desarrollo intelectual y académico en cada nivel de formación, desde el Trabajo de Fin de Grado hasta la Tesis Doctoral.

A Enrique Sanmiguel. su conocimiento, experiencia y ayuda han sido fundamentales para superar los desafíos que se me presentaron durante las simulaciones. Este trabajo no habría llegado a buen puerto sin su contribución técnica y creativa.

Al equipo del Centro Stirling. Agradezco sinceramente su cooperación al proporcionar los datos esenciales que hicieron posible tanto la creación como la validación del modelo.

A todos ustedes: Les debo una deuda de gratitud que transciende las palabras. Mi respeto y admiración hacia ustedes siempre serán eternos.

Resumen: Este Trabajo de Fin de Máster aborda un estudio exhaustivo del motor Stirling Whispergen©, utilizando la simulación CFD para entender su comportamiento termodinámico y evitando costosos ensayos de laboratorio. Se explorará la innovadora posibilidad de que el sistema produzca frío, potencialmente otorgándole dos modos de operación. A través del análisis se buscan optimizaciones que mejoren la eficiencia, confiabilidad y sostenibilidad de la unidad Whispergen©, apoyando avances en microcogeneración y el panorama energético actual.

Palabras claves: microcogeneración, motor Stirling, Whispergen©, simulación, producción de frío, CFD.

Abstract: This Master's Thesis delves into an in-depth study of the Whispergen© Stirling engine, utilizing CFD simulation to discern its thermodynamic behavior while circumventing expensive laboratory trials. It probes the novel potential of the system to generate cooling, possibly endowing it with dual operational modes. Through this analysis, optimizations are sought to enhance the unit's efficiency, reliability, and sustainability, promoting advancements in micro-cogeneration and the contemporary energy landscape.

Keywords: micro-cogeneration, Stirling engine, Whispergen©, simulation, cooling production, CFD.

**DECLARACIÓN DE ORIGINALIDAD DEL
PROYECTO/TRABAJO FIN DE MÁSTER**

D./ Dña.: Daniel Núñez Gevorkian

DNI/Pasaporte: 09081317C Correo electrónico: danigevorkian@uma.es

Titulación: Máster en Ingeniería Industrial (MII)

Título del Proyecto/Trabajo: Análisis de la unidad de microcogeneración Whispergen© EU1 mediante la simulación en CFD del motor Stirling.

DECLARA BAJO SU RESPONSABILIDAD

Ser autor/a del texto entregado y que no ha sido presentado con anterioridad, ni total ni parcialmente, para superar materias previamente cursadas en esta u otras titulaciones de la Universidad de Málaga o cualquier otra institución de educación superior u otro tipo de fin.

Así mismo, declara no haber trasgredido ninguna norma universitaria con respecto al plagio ni a las leyes establecidas que protegen la propiedad intelectual, así como que las fuentes utilizadas han sido citadas adecuadamente.

En Málaga, a 13 de septiembre de 2022

Fdo.:

ÍNDICE DE MEMORIA

1.	Introducción.....	14
1.1.	Antecedentes, alcance y motivación	14
1.2.	Objetivos	15
1.3.	Estado del arte. Motores Stirling, máquina Whispergen© y generación de energías renovables.	17
1.3.1.	Enfoque a la generación de energías renovables.	17
1.3.2.	Motores Stirling. Principios teóricos, configuraciones y mercado y fabricantes.	18
1.3.3.	Estación de potencia personal Whispergen© Model EU1/EU1A.	27
1.4.	Plan de trabajo	32
2.	Características del motor Stirling de la máquina Whispergen© EU1/EU1A y análisis termodinámico.	34
2.1.	Características del motor Stirling de la máquina Whispergen©.....	34
3.	Diseño e implementación de la simulación CFD en 2D	41
3.1.	Geometría (SpaceClaim©).	41
3.2.	Mallado (Mesh©).....	42
3.3.	Configuración de la simulación (Fluent©).	44
3.3.1.	User Defined Function (UDF)	44
3.3.2.	Configuración en Fluent© del modelo	46
3.4.	Implementación en superordenador Picasso y cálculo.....	60
3.4.1.	Script de Bash para la ejecución en el superordenador Picasso.....	61
3.4.2.	Journal para Fluent©	62
4.	Análisis y validación de resultados	63
4.1.	Parámetros geométricos y condiciones de operación del modelo actual y el modelo de Cheng [14].	64
4.2.	Resultados de la simulación con He como gas de trabajo. Análisis y validación del modelo.	64
4.2.1.	Resultados de la simulación en el modelo de Cheng [14].	64
4.2.2.	Resultados de la simulación en el modelo calculado. Validación del modelo.....	68
4.3.	Resultados de la simulación con N ₂ como gas de trabajo. Interpretación y análisis de los resultados.	74
4.3.1.	Resultados de la simulación con y sin regenerador.....	74
4.3.2.	Resultados de la simulación para diferentes presiones iniciales del motor.	75
4.3.3.	Resultados de la simulación para diferentes revoluciones del motor.....	76
5.	Conclusiones y propuestas de futuro	78
5.1.	Conclusiones	78
5.1.1.	Contribución al Conocimiento y la Difusión.....	78
5.1.2.	Validación del modelo	79
5.1.3.	Efecto del regenerador	79
5.1.4.	Variabilidad en las condiciones de operación.....	80
5.2.	Propuesta de planes de mejora	80
5.2.1.	Desafío térmico en los contornos	80
5.2.2.	Modificación de la geometría	81
5.2.3.	Viabilidad para la producción de frío	81
6.	Bibliografía.....	83

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Diagrama P-V del ciclo Stirling ideal. [30].	19
Figura 2. Diagrama T-S del ciclo Stirling ideal. [30].	19
Figura 3. Configuración mecánica simple de los pasos principales de un ciclo Stirling. G. Walker 1973.	20
Figura 4. Posiciones de los pistones durante el ciclo Stirling. G. Walker 1973.....	22
Figura 5. Árbol tecnológico de configuraciones de motores Stirling. [30].	23
Figura 6. Configuración alpha. Pierre Gras (2002).....	23
Figura 7. Diseño de 4 pistones de doble efecto interconectados. Pierre Gras (2003).	24
Figura 8. Configuración beta. Pierre Gras (2003).	24
Figura 9. Configuración gamma. Pierre Gras (2003).	25
Figura 10. Distribución de las principales aplicaciones de los motores Stirling. [30].	26
Figura 11. Unidad de micro CHP Whispergen© modelo EU1/EU1A. [54].	27
Figura 12. Esquema del sistema microCHP. [54].....	28
Figura 13. Esquema de eficiencias y pérdidas de una planta convencional comparado con un sistema micro CHP. *Todas las figuras son aproximadas y los valores muestran las eficiencias relativas de las diferentes tecnologías. EA Technology Ltd (2001).....	29
Figura 14. Interior de una unidad Whispergen© con cada una de sus partes identificadas. [54].	30
Figura 15. Esquema de funcionamiento del motor Stirling de la unidad Whispergen© microCHP. [54].	32
Figura 16. Vista total sin corte de la máquina Whispergen© EU1. [53].	35
Figura 17. Vista total con corte en la mitad de la máquina Whispergen© EU1. [53].	35
Figura 18. Vista con corte a la mitad del motor Stirling de la máquina Whispergen© EU1. [53].....	36
Figura 19. Circuito de nitrógeno.....	37
Figura 20. Abertura a la cámara	37
Figura 21. Mallado.....	37
Figura 22. Ranurado en el bloque.	37
Figura 23. Zona fría del motor Stirling. [53].....	38
Figura 24. Flujo de nitrógeno desde la cámara fría a la cámara caliente. [53].	38
Figura 25. Representación esquemática de la configuración y orden de los cilindros vistos desde el quemador. [28]	39
Figura 26. Carrera, áreas y volúmenes de un cilindro del motor Stirling de la máquina Whispergen©. [28].....	39
Figura 27. Representación esquemática de la configuración de cilindros del motor Stirling. [28].....	40
Figura 28. Geometría del motor Stirling con sus respectivas dimensiones.	42
Figura 29. Modelo geométrico axil simétrico bidimensional mallado completo del motor Stirling.....	43
Figura 30. Modelo geométrico axil simétrico bidimensional mallado del motor Stirling. Zona del foco frío (Vc), conducto de transferencia frío (Vf) y regenerador (Vr).....	43

Figura 31. Modelo geométrico axil simétrico bidimensional mallado del motor Stirling. Zona del regenerador (Vr), conducto de transferencia caliente (Vh) y foco caliente (Ve).	44
Figura 32. Nombre de los contornos para todas las zonas del modelo geométrico.	44
Figura 33. User Defined Function (UDF) para el movimiento de los pistones.	46
Figura 34. Configuración general del modelo en Fluent©.	47
Figura 35. Captura de pantalla de la configuración del modelo viscoso turbulento.	48
Figura 36. Materiales utilizados en la simulación.	50
Figura 37. Propiedades del He.	50
Figura 38. Propiedades del N.	50
Figura 39. Configuración del volumen de control de compresión.	50
Figura 40. Captura de pantalla de la configuración de la zona porosa.	52
Figura 41. Figura extraída de Fluent© de la distribución de temperaturas en los contornos del modelo.	54
Figura 42. Esquema para el cálculo de la distribución de temperatura en función de la posición.	54
Figura 43. Captura de pantalla de la configuración del mallado dinámico.	56
Figura 44. Captura de pantalla de la pestaña Motion Atributes del pistón de compresión.	56
Figura 45. Captura de pantalla de la pestaña Meshing options del pistón de compresión.	56
Figura 46. Captura de pantalla de la pestaña Meshing Options del volumen de compresión.	56
Figura 47. Captura de pantalla de los métodos numéricos utilizados para el cálculo.	58
Figura 48. Captura de pantalla de solution controls.	58
Figura 49. Captura de pantalla de la configuración de residuos de la simulación.	59
Figura 50. Inicialización del cálculo de la solución I.	59
Figura 51. Inicialización del cálculo de la solución II.	59
Figura 52. Configuración de la ejecución de la simulación.	60
Figura 53. Script de Bash para la ejecución en el superordenador Picasso.	61
Figura 54. Archivo Journal para Fluent.	63
Figura 55. Comparación de la variación de temperaturas en las cámaras de compresión y expansión. Cheng [14].	65
Figura 56. Diagramas P-V de los diseños original y óptimo. (a) Cámara de expansión; (b) Cámara de compresión. Cheng [14].	66
Figura 57. Parámetros dimensionales del volumen de trabajo. Cheng [14].	67
Figura 58. Gráfica de la masa en función del tiempo.	70
Figura 59. Gráfica de la presión en función del tiempo.	71
Figura 60. Gráfica de la distribución de temperaturas en función del tiempo con mayor detalle.	72
Figura 61. Diagrama indicado (PV).	74
Figura 62. Diagrama indicado (PV) para cada cámara.	74
Figura 63. Gráfica de la distribución de temperaturas en función del tiempo.	89
Figura 64. Gráfica de la potencia de los pistones en función del tiempo.	89
Figura 65. Diagrama de estado (TS).	90

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Características técnicas del motor Stirling de la máquina Whispergen©.	40
Tabla 2. Parámetros geométricos y condiciones de operación del modelo calculado y el del artículo.....	64
Tabla 3. Resultados del conjunto óptimo de los parámetros diseñados y el rendimiento del motor antes y después de la optimización. [13].	67
Tabla 4. Potencia indicada y eficiencia térmica del motor Stirling. [13].....	67
Tabla 5. Resultados de la simulación con He como gas de trabajo, n = 1500 rpm, Th = 1000 K, Tc = 300 K y Pini = 4 bar.	69
Tabla 6. Comparativa de los resultados obtenidos en la simulación actual y el artículo con He como gas de trabajo.....	69
Tabla 7. Tabla de distribución de masas con regenerador y sin él, con N2 como gas de trabajo.....	75
Tabla 8. Resultados de la simulación con regenerador y sin él, con N2 como gas de trabajo.	75
Tabla 9. Tabla de distribución de masas para diferentes presiones del motor y N2 como gas de trabajo.	75
Tabla 10. Resultados de la simulación con N2 como gas de trabajo y variando la presión inicial del gas. El modelo del Whispergen© está marcado en verde en la tabla.	76
Tabla 11. Tabla de distribución de masas para diferentes revoluciones del motor con N2 como gas de trabajo.....	78
Tabla 12. Resultados de la simulación con N2 como gas de trabajo y variando las revoluciones.	78

MEMORIA

1. Introducción

1.1. Antecedentes, alcance y motivación

La máquina Whispergen®, un exponente de ingeniería innovadora surge de más de medio siglo de investigación y desarrollo dedicados a la perfección del motor Stirling. Desde sus inicios en los años 50, el motor Stirling ha sido objeto de continuas mejoras y refinamientos tecnológicos, lo que ha culminado en la creación de la unidad de micro cogeneración (microCHP) Whispergen®. Durante la última década, el interés por los motores Stirling ha experimentado un notable crecimiento, como lo atestiguan las cifras de investigación y estudios científicos ([2], [9], [11], [12], [13], [14], [15], [16], [25], [32], [33], [34], [39], [46] y [50]) que han contribuido a consolidar el conocimiento en este campo.

Esta innovadora colaboración entre el Grupo MCC (Mondragón Corporación Cooperativa) y la empresa Meridian Energy ha generado un resultado trascendental: el sistema de microCHP Whispergen®. La base fundamental de esta creación reside en la aplicación del ciclo Stirling, que ha sido rigurosamente investigado y aplicado para aprovechar al máximo la eficiencia térmica y la generación de energía.

En el contexto del presente Trabajo de Fin de Máster, la simulación a través de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) del motor Stirling de la máquina Whispergen® EU1/EU1A adquiere un papel central. Esta metodología avanzada permite modelar y analizar con gran precisión el comportamiento fluidodinámico y térmico de la máquina, brindando información crucial para evaluar su desempeño y la viabilidad de su implementación en la generación de frío.

La naturaleza multifacética de la unidad Whispergen® se define por su pertenencia a la categoría de micro cogeneración *Combined Heat and Power* (CHP). Este término encapsula la capacidad de la máquina para generar simultáneamente calor y electricidad, un ejemplo emblemático de cogeneración eficiente de energía. El apelativo "micro" en su denominación se refiere a la adaptación de la tecnología para su uso en el ámbito doméstico, permitiendo que esta sofisticada solución energética sea accesible y beneficiosa en una escala más reducida.

De manera destacada, la robustez del diseño y el rendimiento de la unidad de microCHP Whispergen® se ha sometido a evaluaciones extensivas en el Laboratorio de Cogeneración de la Universidad de Málaga (UMA). Este entorno de investigación ha proporcionado una plataforma propicia para la validación de modelos y pruebas de funcionamiento, confirmando la efectividad y la confiabilidad del sistema en condiciones controladas.

En conclusión, la máquina Whispergen® personifica una convergencia de décadas de investigación y colaboración entre líderes en la industria y el ámbito académico. Su capacidad de generar energía térmica y eléctrica de manera eficiente, así como la adaptación de esta tecnología para su uso en hogares, marcan un hito en la búsqueda de soluciones energéticas sostenibles y accesibles. La investigación y simulación a través de CFD representan un paso crucial para evaluar su potencial en la generación de frío y, consecuentemente, para avanzar en la optimización de sistemas energéticos más eficaces.

1.2. Objetivos

Los objetivos perseguidos en este Trabajo de Fin de Máster, detallados con precisión, adquieren una importancia crucial en el avance y la aplicación práctica de la tecnología de micro cogeneración Whispergen®. Estos objetivos se interconectan en la búsqueda de abordar múltiples facetas fundamentales en el estudio y desarrollo de este sistema, permitiendo una comprensión profunda y la posibilidad de potenciar sus capacidades.

En primer lugar, se ha llevado a cabo un **análisis** analítico **termodinámico** exhaustivo del motor Stirling. Esta fase crítica establece los cimientos para la validación subsiguiente mediante la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD). Al someter el motor Stirling a una evaluación minuciosa desde una perspectiva termodinámica, se erige una base sólida para la comparación y validación de los resultados obtenidos mediante la simulación CFD.

En el centro de este estudio reside la **simulación** de la parte esencial del sistema Whispergen®: el **motor Stirling**. Esta simulación tiene un impacto relevante, agilizando el proceso de desarrollo de tecnologías similares. Al evitar la necesidad de llevar a cabo ensayos de laboratorio, se optimiza el uso de recursos y tiempo en la investigación.

Asimismo, esta simulación brinda un terreno propicio para explorar la viabilidad de mejoras potenciales en la unidad, tanto en términos de escalado como en su adaptación para la generación de frío en entornos industriales y domésticos.

La interpretación, el análisis y la visualización de los resultados generados a través de la simulación en CFD constituyen otro pilar fundamental de los objetivos. La capacidad de extraer conclusiones significativas a partir de los datos generados resulta esencial para una comprensión integral del comportamiento del sistema y las implicaciones de las variaciones en los parámetros.

Un avance innovador en esta investigación es el planteamiento de las bases para el **estudio de la viabilidad** de emplear el mismo sistema Whispergen® en la **producción de frío**. Esta inversión perspicaz del ciclo termodinámico podría conferir al sistema dos modos de funcionamiento distintos, adaptados a necesidades energéticas específicas. Esta aproximación multifuncional podría ampliar notablemente la versatilidad y la utilidad del sistema Whispergen® en diversas aplicaciones.

Por último, este estudio abarca la viabilidad de implementar mejoras en el funcionamiento de la unidad Whispergen®. Este análisis reflexivo y prospectivo busca **identificar áreas donde la eficiencia, confiabilidad y sostenibilidad del sistema podrían ser optimizadas**. La exploración de estas posibles mejoras no solo enriquecerá el conocimiento del sistema, sino que también podría tener un impacto directo en la aplicación práctica y el potencial comercial de la tecnología.

En síntesis, los objetivos delineados en este Trabajo de Fin de Máster comprenden desde el análisis termodinámico hasta la simulación avanzada, la interpretación de datos y la exploración de mejoras. La interconexión de estos objetivos se traduce en un avance y optimización de la tecnología Whispergen®, fomentando su aplicación en diversos contextos energéticos y apoyando el desarrollo sostenible y eficiente en el panorama energético contemporáneo. La validación del modelo CFD, alineada con enfoques previos en el [46], y la adaptación de parámetros geométricos similares, pero no idénticos, añaden un nivel adicional de robustez y profundidad a este enfoque, cimentando su validez y aportando nuevas perspectivas a la comprensión de los sistemas de micro cogeneración.

1.3. Estado del arte. Motores Stirling, máquina Whispergen® y generación de energías renovables.

Este apartado se adentra en la descripción del contexto actual en el que se fundamenta el presente TFM. Una revisión concisa del panorama energético global pone de manifiesto la urgente necesidad de idear y perfeccionar sistemas de generación y reutilización de energía, en pos de disminuir la huella de carbono y enfrentar el ineludible desafío de crear energía sin depender exclusivamente de los recursos energéticos fósiles.

En este contexto, se procederá a detallar las características esenciales de los motores Stirling, explorando sus variadas configuraciones, los principios teóricos que los rigen y las aplicaciones que actualmente desempeñan en el ámbito global. Como se ha abordado previamente, este trabajo está íntimamente relacionado con una de las aplicaciones más extendidas de la tecnología Stirling: la cogeneración de energía. En este sentido, se brindará una minuciosa exposición sobre el funcionamiento y las atribuciones clave de la estación de micro cogeneración de potencia personal Whispergen® modelo EU1/EU1A. Esta máquina encierra en su interior el motor Stirling que se erige como protagonista de la posterior simulación en CFD, constituyendo un aspecto esencial de este proyecto.

1.3.1. Enfoque a la generación de energías renovables.

En un contexto global donde la preocupación por los recursos energéticos y la preservación del medio ambiente adquieren progresivamente mayor relevancia, emerge de manera notable la necesidad de idear soluciones técnicas innovadoras. Estas soluciones deben ofrecer alternativas eficientes a los sistemas de generación energética vigentes, al tiempo que promuevan una reducción significativa de los efectos adversos en el entorno ([8], [34], [37] y [41]).

No obstante, cabe destacar que no todas estas soluciones son necesariamente novedosas. En ocasiones, la historia nos presenta tecnologías ya existentes, desarrolladas décadas atrás para hacer frente a los desafíos actuales [48]. El motor Stirling es un claro ejemplo de esta perspectiva histórica. Aunque la idea original fue concebida por Robert Stirling en 1816, y pese a haber experimentado una evolución

positiva, esta tecnología no logró prevalecer en su momento debido a la competencia con otras soluciones tecnológicas que abordaban problemáticas específicas. Sin embargo, en la actualidad, con un contexto drásticamente transformado, especialmente en términos de eficiencia energética y preocupaciones ambientales, se vislumbra la posibilidad de rescatar y desarrollar estas tecnologías con el objetivo de reducir la dependencia de los combustibles fósiles [24]. Esto se logra mediante la adopción de fuentes renovables de energía y la implementación de sistemas de conversión de energía más eficientes [2].

Así pues, la exploración de las energías renovables y la promoción de sistemas de generación sostenibles se convierten en un enfoque crucial para afrontar los desafíos actuales y futuros en el ámbito energético. La revolución tecnológica y la reevaluación de enfoques históricos como el motor Stirling resaltan la necesidad de buscar soluciones innovadoras y sostenibles para satisfacer las demandas energéticas de la sociedad moderna, minimizando al mismo tiempo los impactos ambientales negativos.

1.3.2. Motores Stirling. Principios teóricos, configuraciones y mercado y fabricantes.

El motor Stirling, un ejemplo notable de ingeniería termodinámica, se distingue por ser un motor de combustión externa, caracterizado por operar dentro de un ciclo termodinámico regenerativo y cerrado. Su versatilidad lo habilita para emplear una amplia gama de fuentes energéticas, como la energía solar, geotérmica o residuos térmicos industriales. Como ya se ha señalado, estos motores juegan un papel crucial en la conservación del medio ambiente al tiempo que disminuyen la dependencia de los combustibles fósiles en la esfera mundial.

Desde una perspectiva de regeneración ideal y procesos isotérmicos, el motor Stirling idealmente puede transformar el flujo de calor obtenido de dos fuentes de temperatura en trabajo mecánico con la eficiencia máxima teórica según el ciclo de Carnot. Sin embargo, es importante tener en cuenta que el límite térmico de operación de los motores Stirling se encuentra intrínsecamente relacionado con el rendimiento de la resistencia térmica de los materiales empleados en su construcción. En muchos casos, estos motores operan a temperaturas que oscilan entre un foco caliente, representado por $T_{hot} = 650 [^{\circ}\text{C}]$, y un foco frío, simbolizado por $T_{cold} = 65 [^{\circ}\text{C}]$. La

eficiencia térmica, en este contexto, suele situarse en un rango de entre el 30% y el 40%, con velocidades nominales que varían entre 2000 y 4000 [rpm] [2].

Para comprender los principios de funcionamiento subyacentes en el motor Stirling, es necesario analizar el ciclo termodinámico ideal en primer lugar. El diagrama indicado (Presión-Volumen, PV) y diagrama de estado (Temperatura-entropía, TS) representados en la Figura 1 y Figura 2, respectivamente, ilustran visualmente este ciclo.

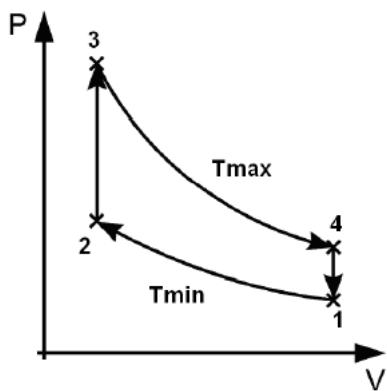


Figura 1. Diagrama P-V del ciclo Stirling ideal.
[30].

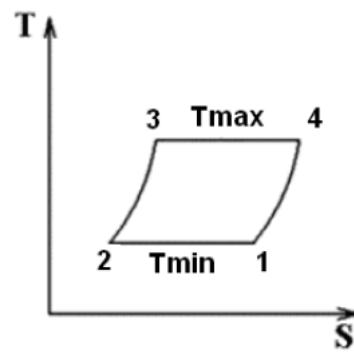


Figura 2. Diagrama T-S del ciclo Stirling ideal.
[30].

En términos más específicos, el ciclo termodinámico ideal del motor Stirling se desglosa de la siguiente manera [48]:

- **Proceso 1-2. Compresión isoterma:** En este proceso, el gas de trabajo se comprime a temperatura constante, lo que resulta en una disminución del volumen y un aumento de la presión. En este intervalo, el calor se transfiere del gas hacia el entorno.
- **Proceso 2-3. Transferencia de calor isócora:** Durante este período, el gas de trabajo incrementa su temperatura desde la del foco frío (T_{cold}) hasta la del foco caliente (T_{hot}) mientras su volumen permanece constante. Esto ocasiona un aumento de la presión del gas, además de un desplazamiento del fluido dependiente de la configuración del motor.
- **Proceso 3-4. Expansión isoterma:** En esta etapa, el gas de trabajo se expande, lo que conlleva un incremento en su volumen y una disminución en la presión. El calor es transferido desde la fuente de calor hacia el gas en este punto del ciclo.

- **Proceso 4-1. Transferencia de calor isócora:** En esta fase, la temperatura del gas disminuye desde la del foco caliente (T_{hot}) hasta la del foco frío (T_{cold}), manteniendo constante su volumen. Este proceso provoca una reducción de la presión del gas, acompañada de un desplazamiento del fluido, cuya magnitud depende de la configuración del motor.

Aunque existen variados diseños de motores Stirling, todos ellos se sustentan en este principio fundamental. Tal como se visualiza en la Figura 3, que presenta una configuración *alpha* – que se explorará en mayor detalle más adelante –, un motor Stirling puede ser modelado mediante la interacción de espacios de compresión (para refrigeración) y expansión (para calentamiento), y un regenerador. Este último, normalmente compuesto por una malla metálica, se emplea para recuperar y ceder calor de manera pasiva durante todo el ciclo y aumentar de esta forma el rendimiento del ciclo.

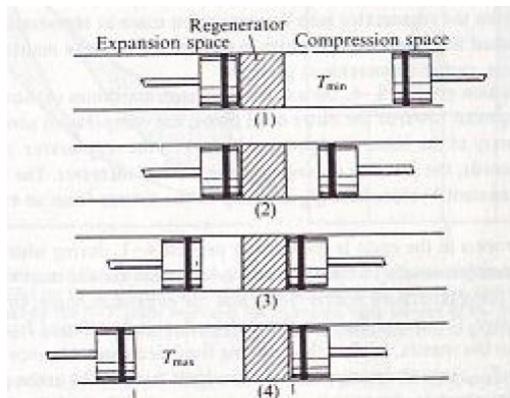


Figura 3. Configuración mecánica simple de los pasos principales de un ciclo Stirling. G. Walker 1973.

Teniendo en cuenta esta configuración, se puede describir de forma más práctica los procesos principales que componen el ciclo Stirling ideal. Durante el ciclo ideal, se supone que cuando el gas está situado en la cámara de compresión se encuentra a temperatura constante T_{min} y cuando se encuentra en la cámara de compresión está a temperatura constante T_{max} .

Paso 1 (Compresión inicial):

- Todo el gas se encuentra en la cámara de compresión.
- Está a su temperatura y presión más bajas (T_{min}).

- Se debe pensar en este estado como el "inicio" del ciclo.

De Paso 1 a Paso 2 (Compresión isotérmica):

- El pistón en la cámara de compresión empieza a moverse, comprimiendo el gas.
- A pesar de esta compresión, la temperatura del gas no cambia y se mantiene en T_{min} .
- Durante esta fase, el gas cede calor al exterior, y se requiere un trabajo mecánico para comprimir el gas. Es decir, en este paso, el sistema consume energía.

Paso 2 a Paso 3 (Transferencia de calor y expansión):

- Mientras el gas es trasladado del espacio de compresión al espacio de expansión, capta calor del regenerador, que como se ha explicado con anterioridad, suele tratarse de una malla metálica.
- A pesar de que el volumen global del gas no cambia (porque un pistón comprime mientras el otro expande), el gas aumenta su temperatura desde T_{min} a T_{max} , lo cual provoca un aumento de presión en el gas.

Paso 3 (Expansión inicial):

- Todo el gas se ha trasladado ahora a la cámara de expansión y está a su temperatura máxima (T_{max}).

De Paso 3 a Paso 4 (Expansión isotérmica):

- El gas se expande en la cámara de expansión, empujando el pistón y generando trabajo mecánico.
- A pesar de esta expansión, su temperatura sigue siendo T_{max} .
- Durante esta etapa, el gas capta calor del entorno.

Paso 4 a Paso 1 (Retorno y enfriamiento):

- Los pistones comienzan a moverse nuevamente, transfiriendo el gas caliente de la cámara de expansión de regreso a la de compresión.
- El gas devuelve calor al regenerador, enfriándose de T_{max} a T_{min} en el proceso.
- Esta transferencia de calor permite que el regenerador tenga energía térmica disponible para el próximo ciclo.

La Figura 4 exhibe las posiciones teóricas de los pistones conforme a los pasos previamente descritos. Es relevante observar que se mantiene un desfase constante de 90 grados entre las posiciones de los pistones a lo largo de todo el ciclo. Este desfase se mantiene uniforme en todas las configuraciones. En la realidad, las posiciones de los pistones son continuas y tienden a tener un movimiento sinusoidal con un ángulo de desfase de 90 grados.

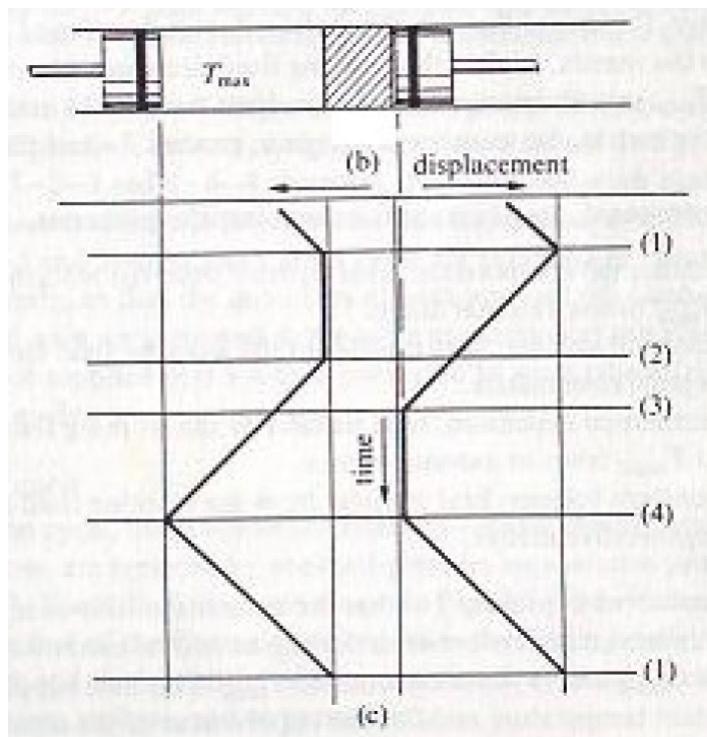


Figura 4. Posiciones de los pistones durante el ciclo Stirling. G. Walker 1973.

Según la configuración de diseño específica de un motor Stirling, la disposición de las cámaras de expansión y compresión puede variar. Por lo tanto, es esencial comprender algunas de estas posibles configuraciones. Cabe mencionar que la configuración del motor Stirling en la máquina Whispergen® adopta un diseño especial, lo que otorga una relevancia aún mayor a comprender el funcionamiento de estas configuraciones particulares.

1.3.2.1. Árbol tecnológico de configuraciones mecánicas de motores Stirling

El conjunto diverso de formas en que se pueden diseñar los motores Stirling se refleja en la Figura 5. Aunque existen muchas configuraciones posibles, todas siguen el mismo ciclo de funcionamiento, diferenciándose principalmente en cómo se estructuran mecánicamente.

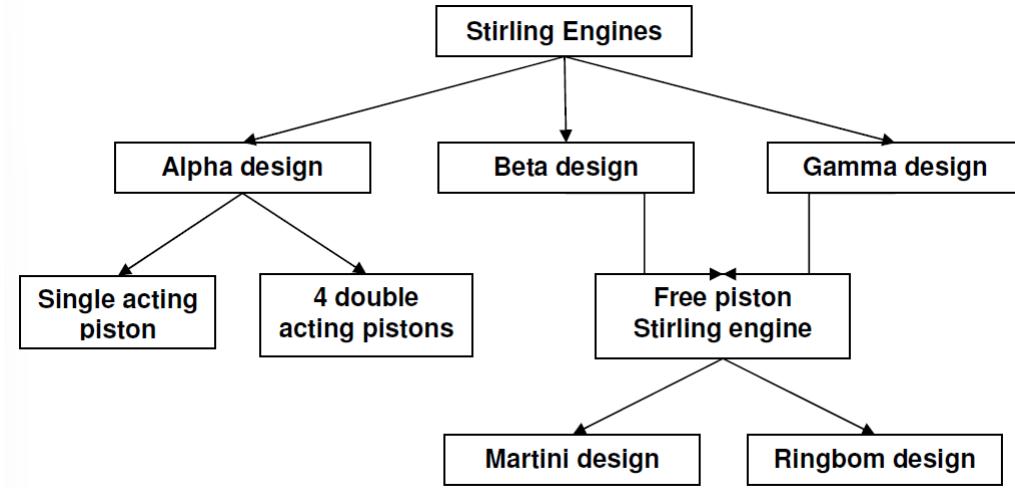


Figura 5. Árbol tecnológico de configuraciones de motores Stirling. [30].

Un tipo de diseño destacado es la Configuración Alfa, donde las partes donde el gas se comprime y expande se ubican en cilindros separados, como se ilustra en la Figura 6.

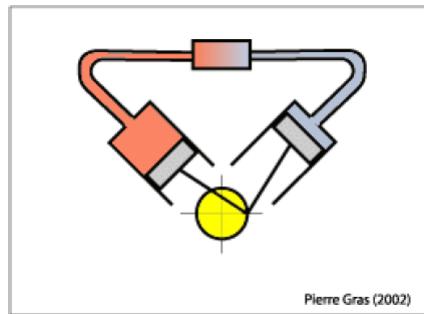


Figura 6. Configuración alpha. Pierre Gras (2002).

En esta categoría de configuración, hay una versión especial conocida como la Configuración Alfa con 4 pistones interconectados de doble efecto ("*4 interconnected double acting pistons*"). Aquí, la cámara donde el gas se expande en un cilindro se conecta mediante un conducto que contiene un regenerador a la cámara donde el gas se comprime en el cilindro adyacente (ver Figura 7). Normalmente, estos 4 cilindros se interconectan para facilitar el control de la posición de los pistones durante el ciclo, usando un plato oscilante o un *wobble-yoke* para vincular mecánicamente los pistones. Es posible utilizar variaciones con un número diferente de pistones [48]. Esta configuración es precisamente la que utiliza el motor Stirling en la máquina Whispergen®. Más adelante, se examinarán en detalle las diferentes fases del ciclo, explorando las peculiaridades que surgen de esta configuración.

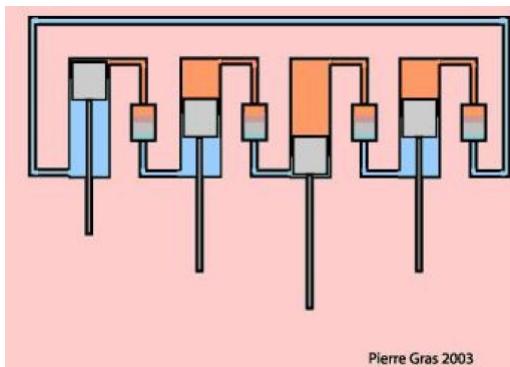


Figura 7. Diseño de 4 pistones de doble efecto interconectados. Pierre Gras (2003).

Otra configuración relevante es la Configuración Beta, donde los dos pistones comparten un mismo cilindro. Esto se muestra en la Figura 8, donde se distinguen el pistón desplazador (en color gris claro), que no está sellado y permite que el gas circule entre el espacio donde se expande y el espacio donde se comprime el motor; y el pistón de potencia (en color gris oscuro), que está sellado y produce energía durante el ciclo.

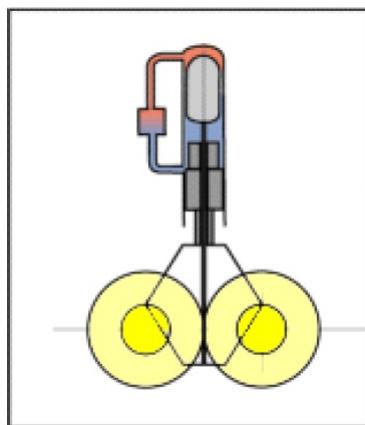


Figura 8. Configuración beta. Pierre Gras (2003).

Otra variante es la Configuración Gamma, que también incluye un pistón desplazador y un pistón de potencia. Sin embargo, en este caso, estos dos pistones están en cilindros distintos. Esto se ilustra en la Figura 9. En esta configuración, se utiliza un alternador lineal para generar energía, con el pistón de potencia teniendo un imán permanente que crea un campo magnético. En otros casos, se conecta un alternador rotativo al cigüeñal del pistón de potencia, evitando la necesidad de crear un campo magnético en el pistón.

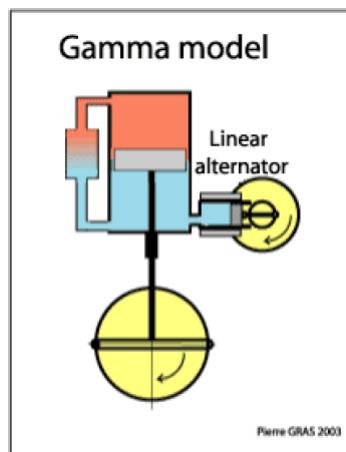


Figura 9. Configuración gamma. *Pierre Gras (2003)*.

Existen más configuraciones, como la de pistón libre, Martini o Ringbom, que pueden estudiarse en detalle en los artículos referenciados en la bibliografía ([48] y [8]).

1.3.2.2. Aplicaciones

En la actualidad, los motores Stirling encuentran diversas aplicaciones que han evolucionado con el tiempo, en sintonía con los avances tecnológicos y las demandas cambiantes de cada era. Históricamente diseñados para la generación de potencia mecánica, estos motores han demostrado su versatilidad al adaptarse a diferentes contextos. En la actualidad, dos aplicaciones principales destacan por su relevancia y utilidad en la sociedad actual, como se detalla a continuación (ver Figura 10):

- Generación de potencia eléctrica

Desde su concepción original, el motor Stirling ha sido empleado para generar potencia mecánica. Con el avance de la tecnología, esta capacidad de generación se ha expandido hacia la producción de potencia eléctrica. A través de procesos de conversión eficiente de calor en trabajo mecánico, los motores Stirling tienen la capacidad de generar electricidad de manera sostenible. Este enfoque es especialmente valioso en sistemas de generación de energía descentralizados, permitiendo la producción de electricidad en áreas donde las fuentes de energía convencionales pueden no estar fácilmente disponibles.

- Micro cogeneración de calor y potencia mecánica (“*Micro combined Heat and Power generation, CHP*”), que es la aplicación principal de la máquina Whispergen®.

Una de las aplicaciones más significativas y prometedoras para los motores Stirling en la actualidad es la micro cogeneración de calor y potencia mecánica. Este enfoque innovador, también conocido como CHP, se basa en la capacidad de los motores Stirling para producir simultáneamente calor y electricidad a partir de una única fuente de energía. La máquina Whispergen®, que utiliza un motor Stirling en su núcleo, se destaca en esta categoría. En este proceso, el calor residual de la generación de electricidad se aprovecha para satisfacer las necesidades térmicas locales, lo que aumenta la eficiencia global del sistema y reduce el impacto ambiental. Esta aplicación es especialmente valiosa en entornos residenciales y comerciales, donde la eficiencia energética y la reducción de emisiones son prioridades.

Distribution of applications of Stirling engines

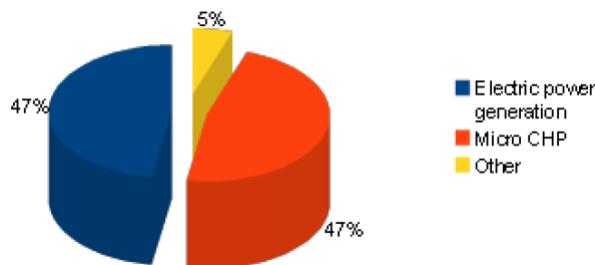


Figura 10. Distribución de las principales aplicaciones de los motores Stirling. [30].

Estas aplicaciones demuestran la adaptabilidad y la relevancia continua de los motores Stirling en el panorama actual de generación de energía. Su capacidad para abordar tanto la producción de electricidad como la eficiencia térmica los convierte en una opción valiosa para enfrentar los desafíos energéticos y medioambientales de nuestra era.

Unidad Micro CHP

La capacidad del motor Stirling para funcionar con diferentes fuentes de calor y especialmente las fuentes de energía renovables lo hicieron interesante para aplicaciones de cogeneración (CHP). Sin embargo, la dificultad de diseñar un motor Stirling a gran escala hizo que fuera más atractivo para aplicaciones a menor escala, las denominadas micro CHP. En la mayoría de los casos las unidades micro CHP son alimentadas por la combustión de un determinado combustible (gas natural, biomasa, biogás, biodiésel...).

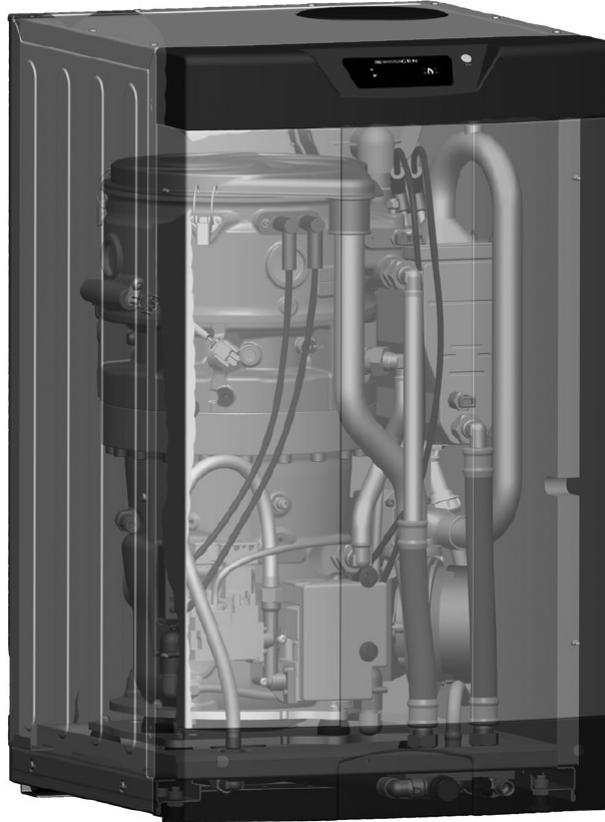


Figura 11. Unidad de micro CHP Whispergen© modelo EU1/EU1A. [54].

1.3.3. Estación de potencia personal Whispergen© Model EU1/EU1A.

La unidad microCHP tiene la misma función en el hogar que una caldera de calefacción de gas centralizada, proveyendo agua caliente y calefacción. Además, cuando se encuentra en funcionamiento, genera energía eléctrica, que puede ser utilizada en el hogar o exportada a la red eléctrica. Sin embargo, aunque es una forma muy útil para describir el concepto de funcionamiento a un usuario particular, como ingenieros es importante pensar en la unidad Whispergen© microCHP de forma contraria. Es decir, como un generador de energía que funciona para proveer agua caliente. La unidad Whispergen© microCHP es un nuevo concepto que, aunque tiene similitudes de funcionalidad con una caldera de calefacción centralizada, tiene algunas diferencias significativas y pensar en el dispositivo como un generador ayudará a entender este nuevo concepto.

La unidad Whispergen® microCHP está diseñada para ser el componente central de lo que se conoce como sistema microCHP, es decir, la combinación entre calefacción y generación de potencia en un sistema escalado suficientemente como para ser instalado en un entorno doméstico. Tiene el tamaño estándar de un lavavajillas.

Tradicionalmente, los sistemas CHP son instalaciones a gran escala que hacen uso del calor residual producido por estaciones generadoras de electricidad para proveer calefacción y energía eléctrica. Esto mejora la eficiencia energética del proceso, pero con la desventaja de estar limitados al uso en lugares localizados cerca de la estación. La eficiencia depende de la distancia a la que esté situado el sistema CHP.

Un sistema micro CHP se basa en los mismos principios, pero utiliza una unidad escalada que sirva como alternativa a las actuales calderas de gas. Cuando se encuentra en funcionamiento, el sistema microCHP genera tanto electricidad como agua caliente. La electricidad producida está disponible para su uso en la casa y el agua caliente se puede utilizar tanto para calefacción como ACS (“agua caliente sanitaria”).

Véase la Figura 12.

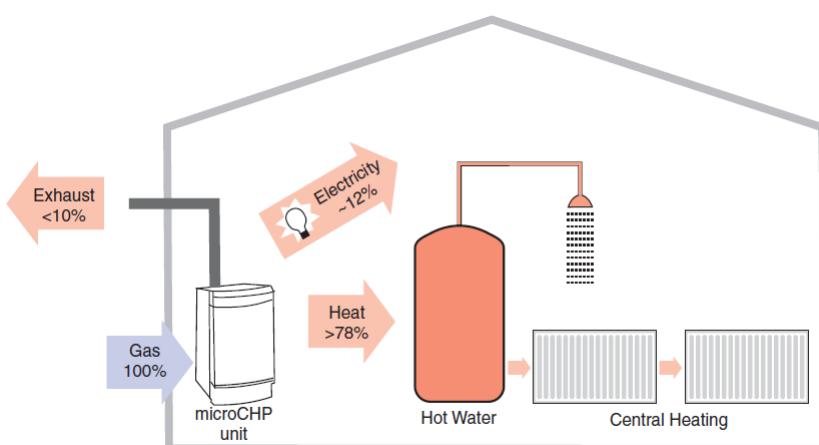


Figura 12. Esquema del sistema microCHP. [54].

1.3.3.1. ¿Qué beneficios medioambientales proporciona?

La utilización de un sistema microCHP puede jugar un rol muy importante para reducir la contaminación atmosférica, principal contribuidor del cambio climático. El sistema hace que mucho más eficiente el uso del combustible que una estación de generación convencional ya que produce electricidad muy cerca del punto donde es utilizada, reduciéndose las pérdidas por transferencia. Además, también aumenta por mejora de aprovechamiento de energías residuales. Véase la Figura 13.

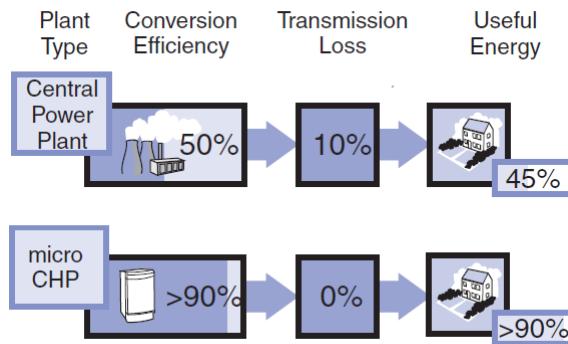


Figura 13. Esquema de eficiencias y pérdidas de una planta convencional comparado con un sistema micro CHP. *Todas las figuras son aproximadas y los valores muestran las eficiencias relativas de las diferentes tecnologías. EA Technology Ltd (2001).

1.3.3.2. ¿Cuáles son los beneficios para los usuarios finales?

Es importante destacar que los sistemas microCHP no solo ofrecen soluciones a los problemas medioambientales, sino además grandes beneficios para los usuarios que adquieren estos dispositivos. El beneficio fundamental es la reducción de la electricidad gastada por la casa, ya que como se ha indicado con anterioridad, la unidad Whispergen® entrega electricidad cuando se encuentra en funcionamiento. En condiciones de operación nominales, puede generar alrededor de 1000 [W] de potencia eléctrica. Esto es suficiente energía como para hacer funcionar algunas luces y electrodomésticos, pero no lo suficiente a como para cargas pesadas, como hervidores eléctricos, el horno, etc. Cuando estos están en uso, la electricidad adicional se extrae de la red de distribución local. Por supuesto, la cantidad de energía generada y los beneficios económicos del usuario final dependerán de multitud de factores como la eficiencia térmica del edificio, la cantidad de aplicaciones (calefacción, puntos de agua caliente...), el contrato con la compañía eléctrica, etc.

1.3.3.3. ¿Cómo funciona la unidad microCHP Whispergen®?

Como se ha indicado anteriormente, la unidad tiene el tamaño de un lavavajillas convencional y, además, en su interior contiene todo el equipamiento necesario para producir agua caliente y generar electricidad para su uso en el hogar. En la Figura 14 se pueden ver todos sus componentes.

A continuación, se muestra una imagen de la unidad Whispergen® microCHP en la que se pueden ver sus componentes internos.

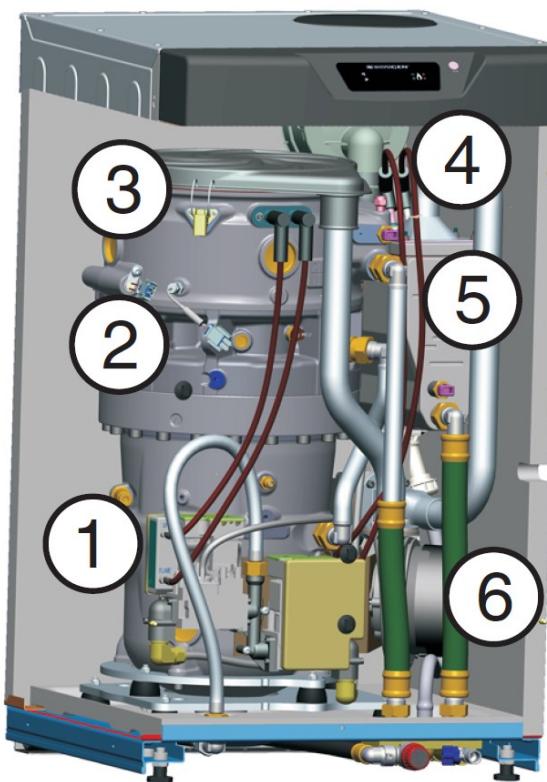


Figura 14. Interior de una unidad Whispergen® con cada una de sus partes identificadas. [54].

Los componentes en el interior de la unidad son:

1. Generador eléctrico que proporciona 230 [V] de tensión de corriente alterna.
2. Un motor Stirling que proporciona la potencia mecánica que llega al generador.
3. Un quemador de gas que proporciona el calor necesario para hacer funcionar el motor Stirling.
4. Un quemador auxiliar que produce calor adicional en momentos de alta demanda.
5. Un intercambiador de calor que recupera calor de los gases calientes producidos por el quemador.
6. Dos ventiladores que proporcionan aire a los quemadores y ayudan a pasar los gases residuales del proceso de combustión a la atmósfera a través del conducto.

Además de los componentes mostrados anteriormente, la unidad cuenta con un conexiónado de tuberías, un microprocesador basado en circuitos electrónicos de control y un panel digital montado en la parte superior del dispositivo. El panel digital proporciona al usuario una interfaz que indica el estado del sistema, incluyendo la potencia eléctrica que está generando, información de diagnóstico del sistema, temperaturas de servicio, etc.

1.3.3.4. ¿Cómo funciona el motor Stirling?

El motor funciona basado en unos principios básicos de funcionamiento: la unidad microCHP contiene un motor Stirling que funciona con nitrógeno como gas de trabajo. A partir del quemado de gas natural, en la cámara de combustión, se produce el movimiento del sistema de transmisión, que es utilizado por el generador eléctrico para producir electricidad. A su vez, el sistema de refrigeración se encarga de extraer el calor proveniente del foco caliente, aumentando la temperatura del agua y, de esta forma, refrigerando el motor y calentando agua.

Concretamente, y siguiendo el ciclo Stirling explicado anteriormente, el motor cuenta con 4 pistones que son movidos arriba y abajo en dirección vertical con respecto al suelo debido a la compresión y expansión del nitrógeno (el gas de trabajo), que se encuentra sellado y presurizado en cada uno de los cilindros. El nitrógeno se expande cuando es calentado por el gas natural quemado en la cámara de combustión localizada en la parte superior de los cilindros. Se contrae cuando es enfriado por el sistema de refrigeración central que circula a través de una serie de secciones localizadas en la parte inferior del motor y que rodean todos los cilindros radial y longitudinalmente. El movimiento vertical de los pistones se convierte en movimiento rotacional por medio del *wobble-yoke (WY)* y dicha energía cinética es convertida en energía eléctrica por medio del generador.

La unidad opera de la siguiente forma (véase la Figura 15):

1. El gas natural (u otro tipo de combustible) es quemado en la cámara de combustión situada en la parte superior (foco caliente) del motor.
2. El calor producido expande el nitrógeno (gas de trabajo) y proporciona energía cinética al motor.
3. El motor Stirling impulsa el generador, produciendo hasta 1 [kW] de corriente alterna para el hogar.
4. El agua de retorno del sistema de calefacción central pasa a través del intercambiador de gases de escape donde es precalentado por los gases calientes de escapa. En momentos de alta demanda, un quemador auxiliar proporciona energía extra para el calentamiento.
5. El agua pasa a través del encamisado de agua del motor, que rodea los cilindros por su parte inferior (foco frío) y durante este proceso se refrigerará el motor (a la vez que se calienta el agua para su posterior uso en ACS o calefacción).

6. El agua caliente resultante es bombeada al sistema de calefacción del hogar y/o al de ACS.

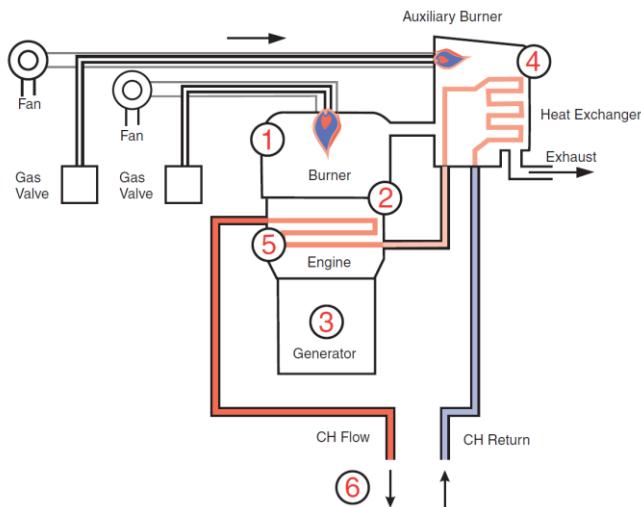


Figura 15. Esquema de funcionamiento del motor Stirling de la unidad Whispergen® microCHP. [54].

1.4. Plan de trabajo

El plan de trabajo se estructura en diferentes etapas y actividades clave que permitirán llevar a cabo una investigación exhaustiva y un análisis detallado de la unidad Whispergen®, así como el desarrollo de un modelo de simulación y la interpretación de resultados. A continuación, se detallan las etapas del plan de trabajo:

1. Estudio y Análisis de la Unidad Whispergen®:

En esta fase inicial, se llevará a cabo un estudio profundo del funcionamiento y características de la unidad Whispergen®. Se recopilará información relevante sobre su desempeño. Este análisis proporcionará una base sólida para el desarrollo de las etapas siguientes.

2. Diseño del modelo e implementación en ANSYS®.

Se procederá al diseño de la geometría y las características del modelo mediante el software ANSYS®. El módulo *SpaceClaim®* se utilizará para crear la geometría necesaria, mientras que el módulo *Mesh®* se empleará para generar el mallado adecuado. La implementación de las características de simulación y cálculo se llevará a cabo a través del módulo *Fluent®*. Además, el módulo *CFD-Post®* se

empleará para la visualización dinámica y tridimensional de ciertos resultados, lo que proporcionará una comprensión visual más completa.

3. Simulación, análisis y validación de resultados:

En esta etapa, se realizarán simulaciones del modelo diseñado en ANSYS®. Los resultados obtenidos serán sometidos a un análisis exhaustivo para extraer conclusiones significativas. La validación de los resultados se llevará a cabo comparando los datos simulados con resultados de otras investigaciones ([14], [15], [16], [46] y [50]) y de resultados experimentales de ensayos realizados en el laboratorio de la Escuela.

4. Implementación de Código en Matlab:

Se desarrollará un código de análisis, visualización y representación de los resultados obtenidos en las simulaciones. Utilizando el software Matlab, se facilitará la comprensión y presentación de los datos recopilados de manera efectiva y accesible. Además, el código estará preparado para realizar la lectura de todos los datos extraídos de *Fluent*® de forma automática.

5. Evaluación de la Viabilidad para la producción de frío:

Una vez obtenidos y analizados los resultados, se evaluará la viabilidad de utilizar la unidad Whispergen® para la producción de frío. Se determinará si existe la posibilidad de adaptar su funcionamiento invirtiendo el ciclo Stirling, de forma que se le aporte trabajo mecánico para disminuir la temperatura del foco frío.

6. Propuesta de mejoras basadas en los resultados:

Con base en los análisis y los resultados obtenidos, se formularán planes de mejora que podrían implementarse en la unidad Whispergen®. Estas propuestas estarán respaldadas por datos y evidencias recopiladas durante las etapas anteriores del proyecto.

Este plan de trabajo integral garantiza una investigación completa y un análisis riguroso de la unidad Whispergen®, así como el desarrollo de soluciones concretas basadas en los resultados obtenidos. Cada etapa se construye sobre la anterior, asegurando una progresión lógica y coherente en la ejecución del proyecto.

2. Características del motor Stirling de la máquina Whispergen® EU1/EU1A y análisis termodinámico.

Después de establecer una comprensión profunda del funcionamiento general de la máquina Whispergen® microCHP en las secciones anteriores, el enfoque se centrará ahora en el corazón de esta innovadora unidad: el motor Stirling. Este componente es el eje central del presente proyecto y desencadena el funcionamiento eficiente de la máquina en su conjunto.

2.1. Características del motor Stirling de la máquina Whispergen®.

El motor Stirling que forma parte integral de la máquina Whispergen® EU1/EU1A desempeña un papel crítico al transformar la energía térmica en potencia mecánica, lo que a su vez alimenta la generación de electricidad y calor. Su diseño y atributos han sido meticulosamente configurados para lograr un desempeño óptimo en la producción simultánea de energía en diferentes formas.

El motor Stirling específico empleado en la máquina Whispergen® posee una configuración distintiva, conocida como configuración *alpha* de 4 pistones interconectados de doble efecto. En la cúspide del motor, se ubica el quemador, cuya función es transferir el calor derivado de la combustión de gas natural hacia las cámaras de expansión de los cilindros, las cuales actúan como fuentes calientes. Un flujo alternativo del fluido se establece entre la cámara de expansión y la cámara de compresión a través de conductos internos, los cuales han sido construidos utilizando una combinación de aleaciones como acero inoxidable en la región caliente y cobre en las regiones más frescas. En el interior del conducto de transferencia, también se halla el regenerador, un componente crucial conformado por una malla metálica elaborada con cobre y otras aleaciones de acero.

Las figuras subsiguientes, Figura 16 y Figura 17, proporcionan una perspectiva en tres dimensiones del diseño del motor, junto con su sección transversal, en la que se observan dos cilindros interconectados, brindando una visión más clara de la disposición interna del motor y sus componentes esenciales. Este diseño estratégico asegura que el motor Stirling funcione de manera eficaz y eficiente, aprovechando la transferencia de

calor y la interacción de sus distintos elementos para lograr la conversión óptima de calor en potencia mecánica, un proceso fundamental en la generación de electricidad y calor en la unidad Whispergen® EU1/EU1A.



Figura 16. Vista total sin corte de la máquina Whispergen® EU1. [53].

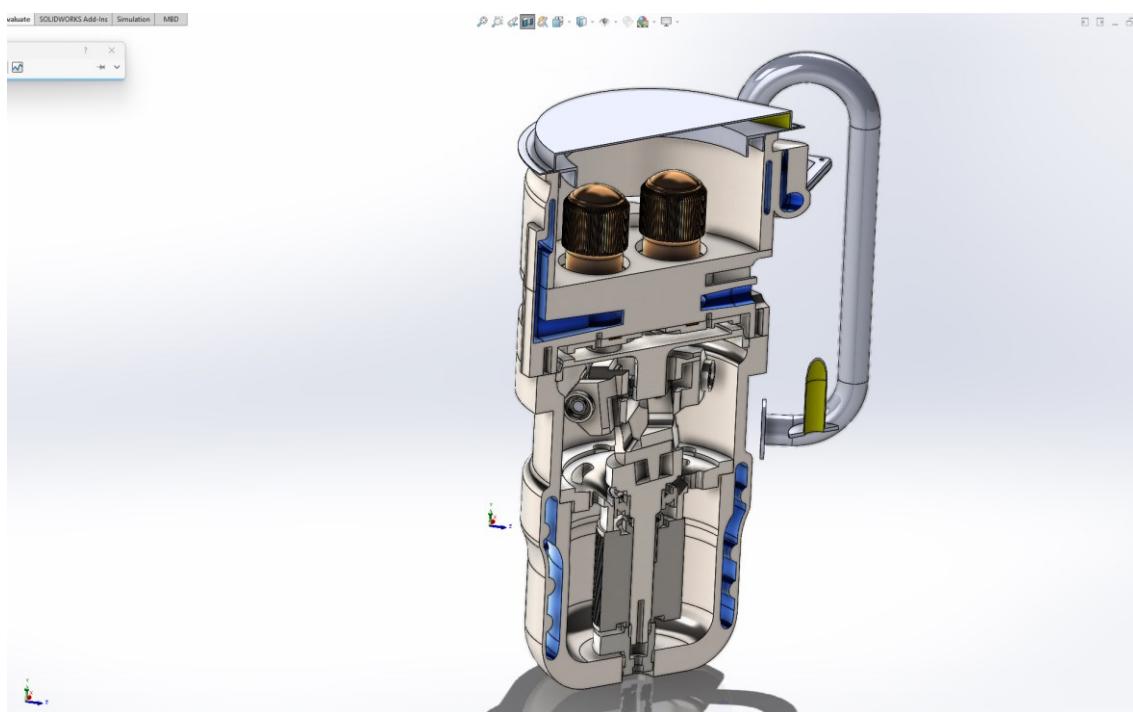


Figura 17. Vista total con corte en la mitad de la máquina Whispergen® EU1. [53].

Como se ilustra en la Figura 18, el motor Stirling de la máquina Whispergen® EU1 cuenta con 8 cámaras distintas interconectadas entre los 4 cilindros: una cámara fría, localizada en la parte inferior del bloque motor, y una cámara caliente, ubicada dentro de la cámara de combustión del gas natural.

Las cámaras asociadas al ciclo termodinámico de cada pistón no se encuentran alineadas directamente entre sí. Por ejemplo, en el pistón 1, aunque la cámara caliente está alineada directamente con él, la cámara fría opera en correspondencia con la línea del pistón 2. Esta disposición permite que, mientras la cámara caliente del pistón 1 recibe nitrógeno frío proveniente de la cámara fría situada en la parte inferior del pistón 2, se promueva el descenso de este último pistón debido a la contracción del gas nitrógeno durante el proceso de enfriamiento.

Cabe mencionar que el propio bloque motor integra las cámaras de compresión fría, mientras que las cámaras de compresión caliente son conformadas por los cabezales que sellan el circuito de nitrógeno.

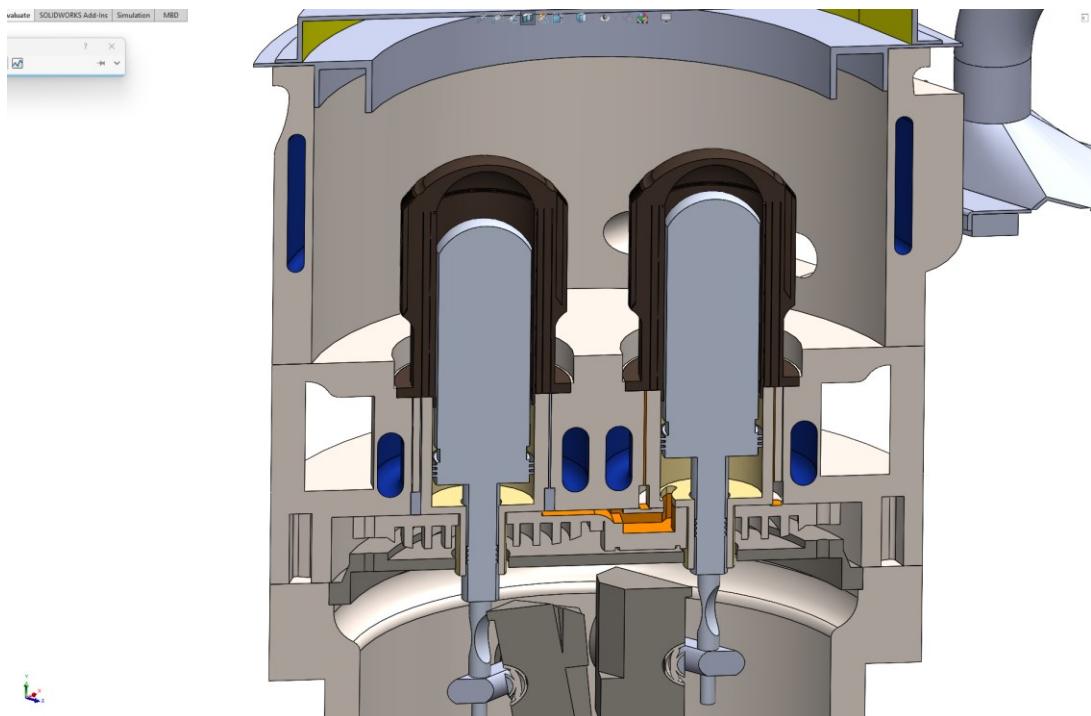


Figura 18. Vista con corte a la mitad del motor Stirling de la máquina Whispergen® EU1. [53].

En este punto se explicará el ciclo Stirling caracterizado al funcionamiento de este motor. Primero explicaremos como se produce el flujo de nitrógeno de la cámara a temperatura de foco caliente a la cámara a temperatura de foco frío.

En Figura 19 se presenta una visión detallada de la estructura interna del motor. La cámara de compresión caliente, situada en la parte superior, está equipada con una ranura que se señala en Figura 20. Esta ranura facilita la conexión con una pared intermedia por donde circula el gas nitrógeno empleado en el proceso.

Dicha pared intermedia alberga, en realidad, un mallado que actúa como regenerador. Sin embargo, para simplificar la representación, en el modelo mostrado en la Figura 21 se ha representado como un simple ranurado en el área del cabezal donde en realidad se encuentra la malla.

Este mallado está enlazado con las ranuras visibles en la Figura 22. Estas ranuras han sido incorporadas directamente en el bloque motor, conduciendo al gas hacia la sección más inferior de dicho bloque.

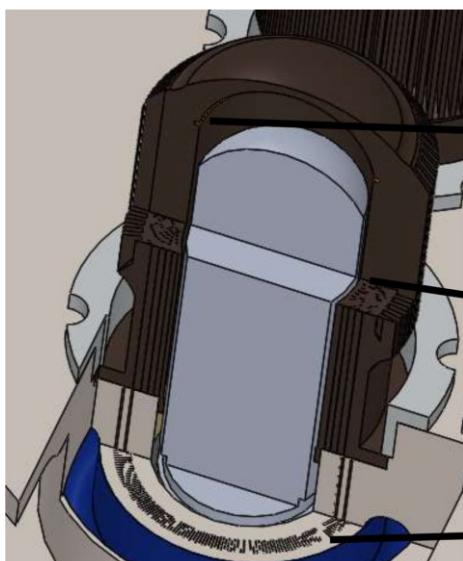


Figura 19. Circuito de nitrógeno.

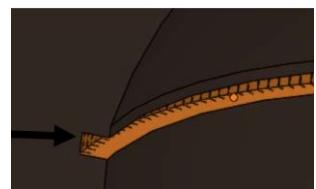


Figura 20. Abertura a la cámara

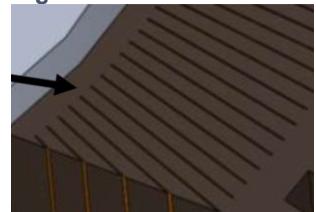


Figura 21. Mallado

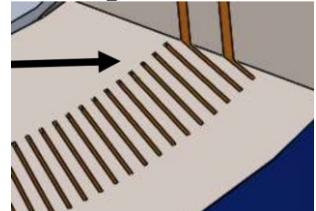


Figura 22. Ranurado en el bloque.

La forma de conectar la parte inferior de este ranurado en el bloque motor, con la cámara fría es la que se puede observar en las Figura 23 y Figura 24. Las flechas azules señalan la trayectoria del nitrógeno. Este es impulsado desde la parte inferior del pistón y, a través del canal de comunicación de fluido, llega a la parte más baja del ranurado

en el bloque motor. Posteriormente, el nitrógeno ascenderá a través del mallado hasta alcanzar la cámara de compresión caliente.

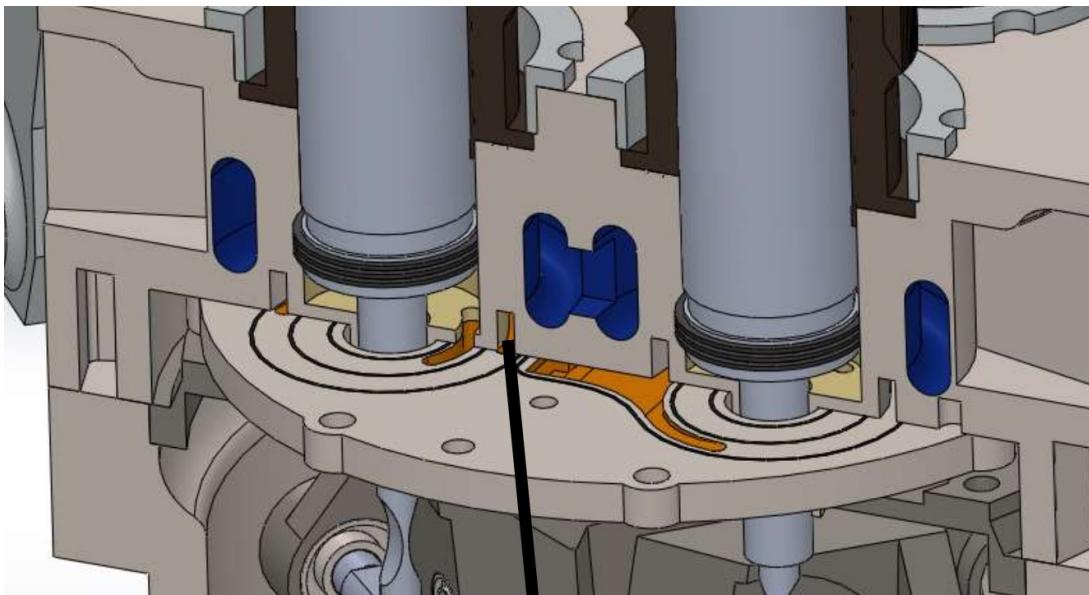


Figura 23. Zona fría del motor Stirling. [53]

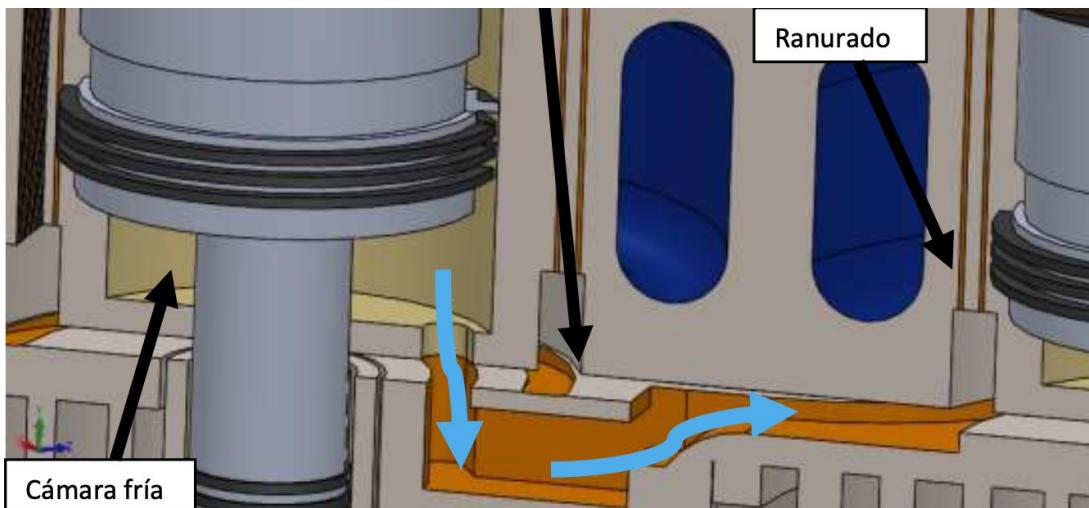


Figura 24. Flujo de nitrógeno desde la cámara fría a la cámara caliente. [53].

El enfoque central de este proyecto es adentrarse en la comprensión detallada del flujo de nitrógeno a través de las diversas cámaras del motor y cómo este flujo contribuye a la generación de potencia mecánica. En este contexto y desde un punto de vista bidimensional, el motor Stirling en la máquina Whispergen® adopta una configuración de cuatro pistones interconectados de doble efecto. El gas nitrógeno, que desempeña un papel crucial en el ciclo termodinámico del motor, se desplaza alternativamente entre

las cámaras de compresión (c_1, c_2, c_3 y c_4) y las cámaras de expansión (e_1, e_2, e_3 y e_4) de los pares de cilindros independientes (ver Figura 25).

A medida que el ciclo avanza, el gas nitrógeno experimenta una secuencia de expansión y compresión, lo que da lugar a la generación alternativa de potencia térmica y mecánica. El ciclo de operación implica la variación controlada de la presión y el volumen del gas a medida que se desplaza entre las cámaras de compresión y expansión. Este proceso dinámico genera un flujo de energía que, en última instancia, se transfiere al agua de refrigeración, aumentando su temperatura, y al propio mecanismo WY, que a su vez convierte el movimiento en energía eléctrica a través de un sistema de transformadores.

Se presenta una representación gráfica más detallada de la carrera en la Figura 26, áreas y volúmenes dentro de un cilindro del motor Stirling de la máquina Whispergen®. Esta representación visual es esencial para captar cómo el proceso de expansión y compresión se traduce en un movimiento alternativo de los pistones, lo que a su vez impulsa el funcionamiento general del motor y, en última instancia, la generación de potencia eléctrica y calor aprovechable. El estudio detallado de estos aspectos es crucial para comprender la complejidad y la eficiencia del motor Stirling en la máquina Whispergen®.

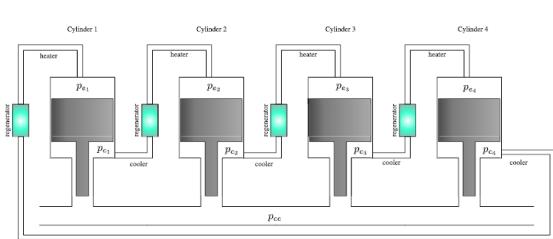


Figura 25. Representación esquemática de la configuración y orden de los cilindros vistos desde el quemador. Figura 28

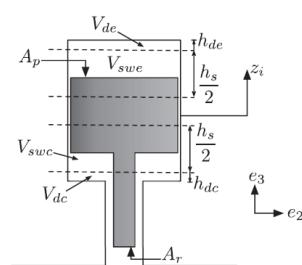


Figura 26. Carrera, áreas y volúmenes de un cilindro del motor Stirling de la máquina Whispergen®. Figura 28

Tal como se puede apreciar en la Figura 27, los pistones se encuentran interconectados a través de un mecanismo conocido como *wobble-yoke* (WY), que es esencialmente un dispositivo de transmisión que convierte el movimiento alternativo vertical de los pistones en un movimiento rotativo a lo largo del ángulo del eje ϕ . El WY se basa en el concepto de un mecanismo de 4 barras, un principio ampliamente utilizado

en el ámbito de la robótica y la ingeniería mecánica. En este mecanismo, cada barra gira alrededor de un punto fijo común, lo que permite traducir el movimiento vertical de los pistones en una rotación que es más adecuada para el funcionamiento continuo del motor.

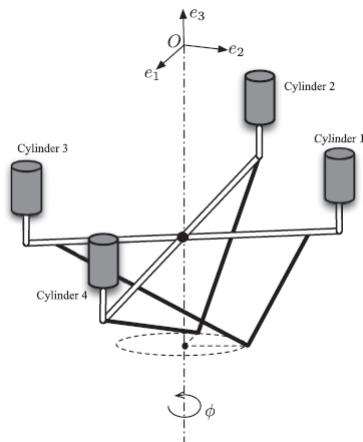


Figura 27. Representación esquemática de la configuración de cilindros del motor Stirling. Figura 28.

A continuación, se muestra en la Tabla 1 un resumen de las características principales del motor Stirling. Estos datos han servido para la creación del modelo de simulación y para la validación de los resultados obtenidos.

Tabla 1. Características técnicas del motor Stirling de la máquina Whispergen®.

Nombre	Nomenclatura	Unidades	Valor
Características energéticas			
Salida de potencia eléctrica	P _{ele}	[W]	1000
Calor cedido por el gas natural	Q _{in}	[W]	16000
Potencia térmica de salida mínima	Q _{H₂O min}	[W]	5500
Potencia térmica de salida nominal	Q _{H₂O nom}	[W]	7000
Potencia térmica de salida máxima	Q _{H₂O max}	[W]	14000
Consumo de combustible	\dot{m}_f	[$\frac{g}{s}$]	0,317
Revoluciones nominales del motor	n	[rpm]	1500
Refrigeración			
Caudal de H ₂ O	\dot{m}_{H_2O}	[$\frac{g}{s}$]	167
Incremento de temperatura de agua funcionando un solo quemador	ΔT	[°C]	8 a 13
Temperaturas y presiones			
P_{N_2} con temperatura flujo de H ₂ O de 70°C	P _{N₂}	[bar]	24
Temperatura de entrada del agua	T _c	[°C]	24
Temperatura del foco caliente (combustión del gas natural)	T _h	[°C]	727

3. Diseño e implementación de la simulación CFD en 2D

En esta sección, se detallará el enfoque adoptado para llevar a cabo la simulación del problema, donde cada etapa corresponderá al módulo de Ansys® utilizado para realizar este análisis exhaustivo.

3.1. Geometría (SpaceClaim®).

La geometría, generada meticulosamente a través del módulo SpaceClaim® de Ansys®, se presenta de manera visual en la Figura 28. En esta figura, se pueden apreciar las dimensiones clave de las distintas zonas y se facilita la comprensión de la nomenclatura utilizada para referirse a cada parte. Las dimensiones han sido calculadas a partir de los archivos de fabricación del Stirling del motor Whispergen cedidos por el Centro Stirling de Gipuzkoa.

El enfoque elegido consiste en una simulación bidimensional axil simétrica de una de las conexiones que vinculan dos cilindros. En esencia, esta configuración simula una cámara caliente, una cámara fría y el conducto de transferencia del fluido. Además, se integran áreas destinadas al *heater* (de naturaleza porosa debido a la presencia del regenerador) y al “*kooler*”. Es crucial señalar que, dado que esta simulación se enfoca en una sola conexión, las condiciones de contorno relacionadas con la entrada de calor derivada de la quema de gas natural y la refrigeración se distribuyen entre cuatro. Posteriormente, los resultados obtenidos deberán multiplicarse por cuatro para concordar con los datos de validación.

Es relevante mencionar que, dada la falta de trabajos previos similares en los que se haya realizado una simulación numérica CFD del motor Stirling de la máquina Whispergen®, se ha optado por desarrollar una simulación que proporcione resultados válidos sin demandar recursos computacionales excesivamente elevados. Por esta razón, se ha decidido emplear un enfoque bidimensional y axil simétrico en lugar de un enfoque tridimensional futuro. Este enfoque, aunque simplificado en comparación con la geometría tridimensional real, permitirá obtener información valiosa y fundamentada que ayude a entender y mejorar el comportamiento del motor Stirling en condiciones operativas variadas.

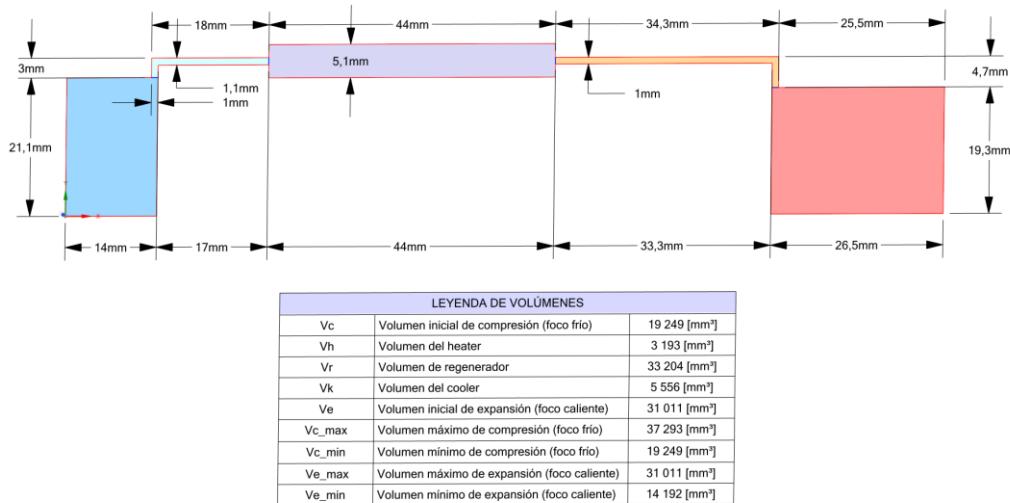


Figura 28. Geometría del motor Stirling con sus respectivas dimensiones.

3.2. Mallado (Mesh©).

La malla generada mediante el módulo Mesh© del software Ansys© es la que se puede observar en las Figura 29, Figura 30, Figura 31 y Figura 32.

Para la generación de la malla computacional, se ha seleccionado la técnica de *Face Meshing* con el objetivo de crear de manera automática una malla estructurada en todas las zonas relevantes del dominio de simulación. Tras enfrentar el análisis de diferentes simulaciones iniciales utilizando un tamaño de malla de $\Delta x = 1$ [mm], se ha determinado que lo más conveniente es utilizar un tamaño de malla de $\Delta x = 0,2$ [mm]. Los inconvenientes principales con la configuración de malla inicial radicaban en significativas pérdidas de masa observadas durante los primeros segundos de la simulación.

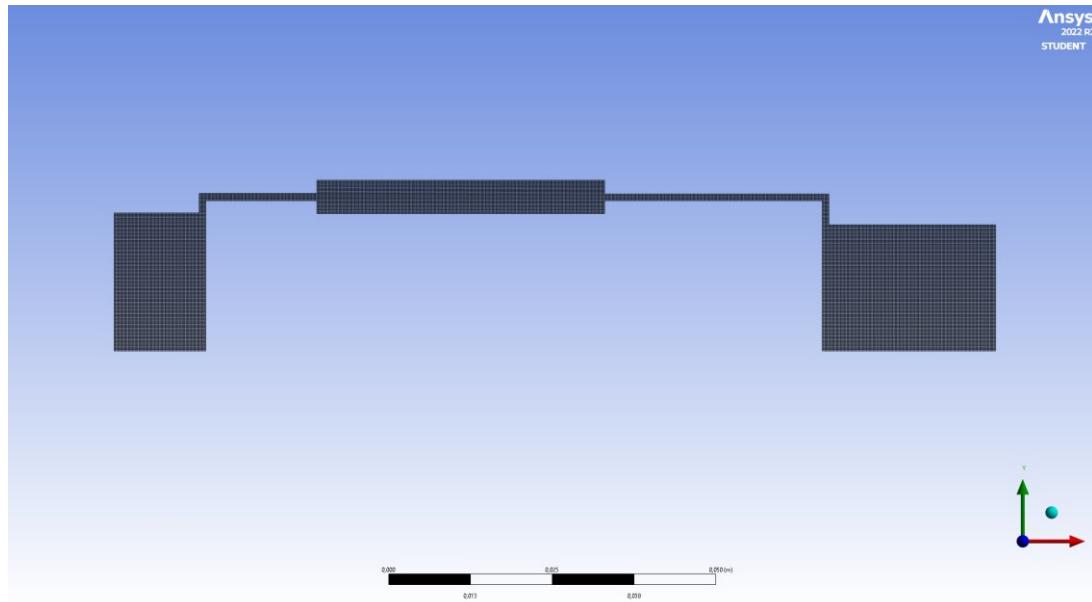


Figura 29. Modelo geométrico axil simétrico bidimensional mallado completo del motor Stirling.

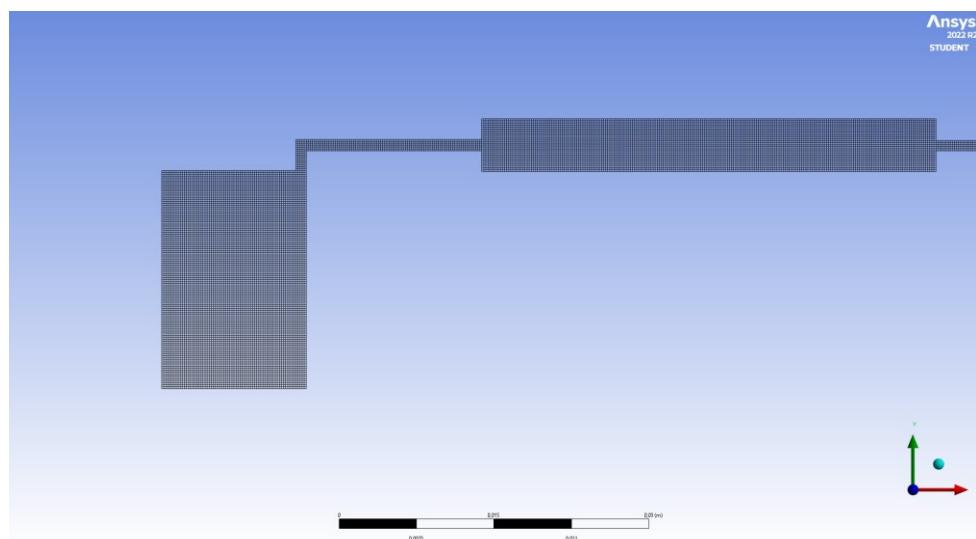


Figura 30. Modelo geométrico axil simétrico bidimensional mallado del motor Stirling. Zona del foco frío (V_c), conducto de transferencia frío (V_k) y regenerador (V_r).

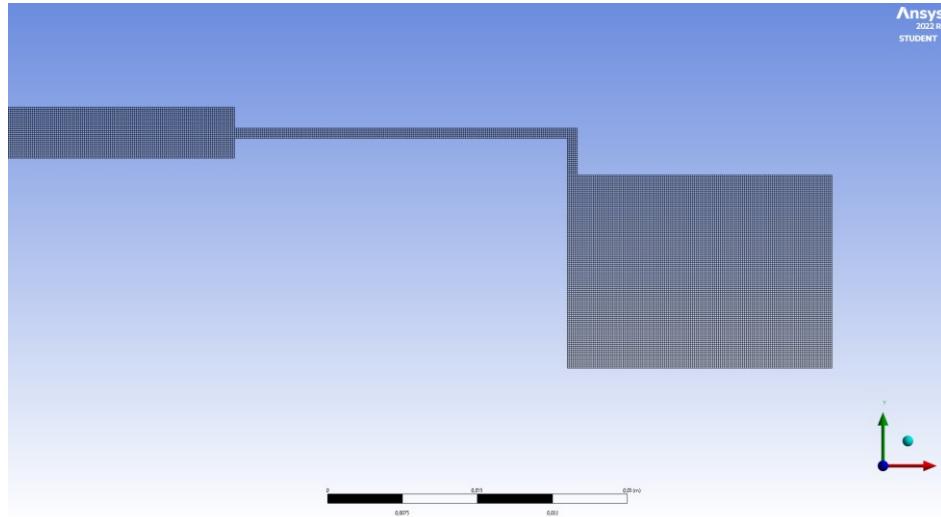


Figura 31. Modelo geométrico axil simétrico bidimensional mallado del motor Stirling. Zona del regenerador (V_r), conducto de transferencia caliente (V_h) y foco caliente (V_e).

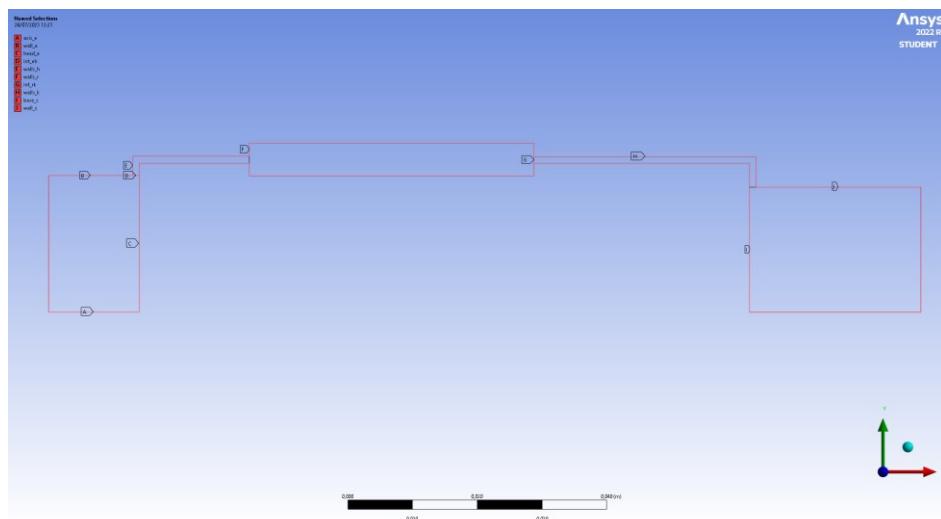


Figura 32. Nombre de los contornos para todas las zonas del modelo geométrico.

3.3. Configuración de la simulación (Fluent[©]).

3.3.1. User Defined Function (UDF)

Para el movimiento de los pistones se ha definido un archivo UDF con la ecuación de velocidad del pistón en función del tiempo. Esta ecuación ha obtenida de [6] y [28].

Dentro de la simulación numérica de sistemas mecánicos, como el motor Stirling, es frecuente la utilización de bibliotecas de funciones específicas para manipular y controlar distintos aspectos de la simulación. En este contexto, el código presentado se inicia con `#include "udf.h"`. Esta línea indica que se está incluyendo una biblioteca de funciones de usuario (*User-Defined Functions, UDF*) que son específicas para software avanzados de dinámica de fluidos, como Fluent®.

Las funciones `'DEFINE(CG)_MOTION(pistonexpmotion,...)` y `'DEFINE(CG)_MOTION(pistoncommotion,...)` son ejemplos de *UDFs* que definen el movimiento de los pistones en esta simulación. Cada una define respectivamente, el movimiento del pistón de expansión y el de compresión.

A continuación, se detalla el propósito y funcionamiento de las secciones clave del código:

1. Parámetros iniciales: Estos incluyen `'loa1`', que define la distancia desde el eje de la manivela al eje del pistón; `'k`', un valor basado en la tangente de un ángulo específico y que se puede encontrar en el artículo citado anteriormente; `'wrpm`', que indica las revoluciones por minuto del motor; y `'w`', que convierte estas revoluciones a una velocidad angular en radianes por segundo.

2. Tiempo de simulación: La variable `'t`' se obtiene con `'RP_Get_Real("flow-time")`', que recoge el tiempo actual de la simulación. Esta función es fundamental para garantizar que el movimiento del pistón se sincronice con el tiempo real del modelo.

3. Definición del movimiento del pistón: Las líneas finales de ambas funciones determinan el movimiento vertical del pistón en coordenadas estacionarias. La función `'cos(w*time-delta_exp)`' en `'pistonexpmotion`' y `'cos(w*time-delta_com)`' en `'pistoncommotion`' describen la oscilación del pistón basada en la velocidad angular y el tiempo actual de la simulación de los pistones de expansión y compresión respectivamente. Estos valores son modificados por constantes y parámetros previamente definidos para obtener el movimiento exacto del pistón en cada instante.

En resumen, el código proporciona un control preciso sobre el comportamiento dinámico de los pistones en la simulación.

```
#include "udf.h"

DEFINE_CG_MOTION(pistonexpmotion, dt, vel, omega, time, dtime)
{
    double loa1=0.0702; /* [mm] distance from yoke_axis to piston_axis */
    double k = tan(10.21*M_PI/180);
    double wrpm = 1500; /* rpm */
    double w=wrpm*(2*M_PI/60); /* velocidad angular en rad/s */
    double delta_exp = 0;

    double t = RP_Get_Real("flow-time"); /* simulation time */

    /* define plate vertical motion in stationary coordinates */
    vel[1]=0.0;
    vel[0]=loa1*k*w*cos(w*time-delta_exp);
}

DEFINE_CG_MOTION(pistoncommotion, dt, vel, omega, time, dtime)
{
    double loa1=0.0702; /* [mm] distance from yoke_axis to piston_axis */
    double k = tan(10.21*M_PI/180);
    double wrpm = 1500; /* rpm */
    double w=wrpm*(2*M_PI/60); /* velocidad angular en rad/s */
    double delta_com = M_PI/2;

    double t = RP_Get_Real("flow-time"); /* simulation time */

    /* define plate vertical motion in stationary coordinates */
    vel[1]=0.0;
    vel[0]=-loa1*k*w*cos(w*time-delta_com);
}
```

Figura 33. User Defined Function (UDF) para el movimiento de los pistones.

3.3.2. Configuración en Fluent® del modelo

En este apartado se describirá toda la información relacionada con el modelo: configuración general, modelo viscoso, materiales, volúmenes de control, condiciones de contorno, configuración del mallado dinámico, métodos numéricos para el cálculo, configuración de los residuos, inicialización de la solución y cálculo.

3.3.2.1. Configuración general

El primer paso esencial en la configuración de cualquier simulación en ANSYS Fluent® es determinar las propiedades generales del modelo. Estas propiedades dan un marco general para el tipo de solución que el programa tratará de obtener.

- **Solver type:** Se ha optado por un *solver* basado en presión. En la mayoría de las aplicaciones de flujo de fluidos, particularmente en aquellas que no involucran velocidades cercanas a la del sonido o más rápidas, un *solver* basado en presión es adecuado y computacionalmente eficiente. Esta elección es coherente con muchas simulaciones de motores, ya que los cambios de presión y las diferencias de presión son críticos para el comportamiento del motor.
- **Velocity Formulation (Formulación de Velocidad):** Se ha seleccionado una formulación de velocidad absoluta. Esta elección especifica cómo se tratan las velocidades en el flujo. La formulación absoluta considera la velocidad real del fluido en el sistema, lo que es útil en situaciones donde la velocidad absoluta del fluido tiene relevancia, como en el caso del motor Stirling.
- **Time:** Se ha definido que la simulación sea transitoria. Esto significa que la simulación no está buscando una solución estacionaria (donde las propiedades no cambian con el tiempo), sino que, en cambio, se está modelando cómo cambian las propiedades del sistema con el tiempo. Esta elección es crucial para motores como el Stirling, donde las condiciones cambian dinámicamente durante cada ciclo.
- **2D Space (Espacio 2D):** Se ha seleccionado un espacio axil simétrico. Al elegir este, se supone que el sistema es simétrico alrededor de un eje central, lo que permite modelar el sistema real y asumir que este comportamiento se replica en todo el eje. Esta es una aproximación común para sistemas circulares, como los cilindros en un motor, y puede ofrecer una precisión aceptable con una fracción de la carga computacional de una simulación 3D completa.

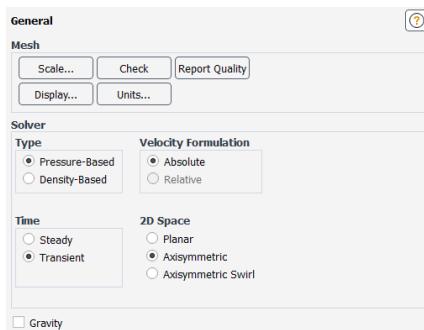


Figura 34. Configuración general del modelo en Fluent®.

3.3.2.2. Configuración del modelo viscoso turbulento

La simulación de flujos de fluidos, especialmente en sistemas como motores, requiere una cuidadosa consideración de la viscosidad, ya que juega un papel crucial en la dinámica del flujo. A continuación, se describen las decisiones tomadas para el modelo viscoso en esta simulación:

- **Modelo Seleccionado:** Se ha optado por el modelo de transición $k - kl - \omega$ (3 ecuaciones). Este modelo es una extensión avanzada de los modelos $k - \omega$ y se utiliza para capturar con precisión la transición entre flujo laminar y turbulento, algo común en muchos sistemas de motores. El modelo $k - kl - \omega$ se basa en tres ecuaciones, lo que le permite modelar con precisión la energía cinética turbulenta (k), la energía cinética laminar (kl) y la frecuencia específica de disipación (ω).
- **Opciones del Modelo:** Dentro de las opciones del modelo viscoso, se ha activado *Compressibility Effects* (Efectos de Compresibilidad). Esta opción es crucial para sistemas donde las variaciones de presión son lo suficientemente significativas como para causar cambios en la densidad del fluido. En motores como el Stirling, donde hay cambios sustanciales de presión y temperatura, considerar los efectos de compresibilidad es vital para obtener resultados precisos.

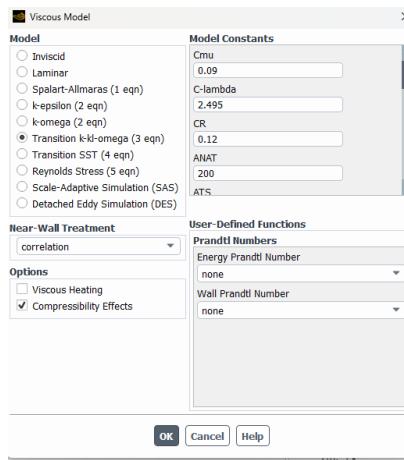


Figura 35. Captura de pantalla de la configuración del modelo viscoso turbulento.

3.3.2.3. Materiales utilizados y configuración

Los materiales determinan cómo interactúa el fluido o el sólido con las condiciones de contorno y entre ellos. A continuación, se describen los materiales y sus configuraciones específicas para esta simulación. Véanse las Figura 36, Figura 37 y Figura 38. Todos los datos introducidos de forma externa (cada vez que se ha utilizado

(piecewise-polynomial) se han tomado de *National Institute of Standards and Technology* [NIST], 2023.

Fluidos

- Helio
 - Densidad: Se ha configurado como gas ideal, lo que implica que su densidad varía con la presión y la temperatura según la ecuación de estado de gas ideal.
 - Capacidad calorífica (C_p): Se ha definido como una constante con un valor de $5193 \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
 - Conductividad térmica: Esta propiedad se ha configurado como *piecewise-polynomial*, lo que indica que su valor varía según una función polinómica específica basada en la temperatura. Se han tomado los datos de (National Institute of Standards and Technology [NIST], 2023).
 - Viscosidad: Al igual que la conductividad térmica, se ha definido como *piecewise-polynomial*, lo que refleja un cambio en la viscosidad con la temperatura. Se han tomado los datos de (National Institute of Standards and Technology [NIST], 2023).
 - Peso Molecular: Se ha establecido como una constante, lo que refleja la composición química constante del helio.
- Nitrógeno:
 - Densidad (ρ): Al igual que el helio, se ha definido según la ecuación de estado de gas ideal.
 - Capacidad calorífica (C_p): Esta propiedad se ha configurado como *piecewise-polynomial*.
 - Conductividad Térmica (k): También se ha configurado como *piecewise-polynomial*.
 - Viscosidad (μ): Se ha definido utilizando el modelo de Sutherland, que describe la variación de la viscosidad con la temperatura para muchos gases a presiones moderadas.
 - Peso molecular: Se ha establecido como una constante.
- Sólidos:
 - Acero (Steel).

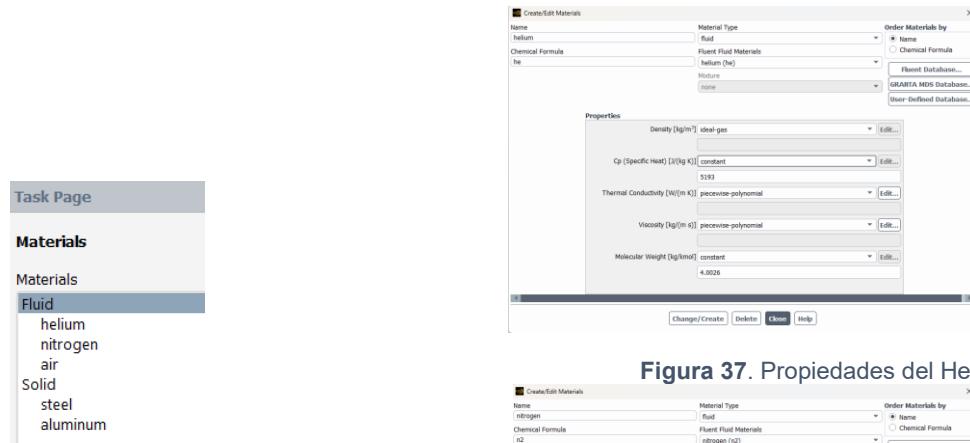


Figura 36. Materiales utilizados en la simulación.

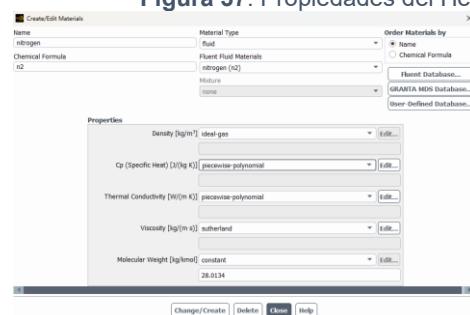


Figura 38. Propiedades del N.

3.3.2.4. Configuración de los volúmenes de control

La configuración de los volúmenes de control de la simulación (V_c , V_k , V_r , V_h y V_e) es similar y por defecto a excepción del volumen del regenerador V_r (Figura 39). Solo se ha establecido el fluido ubicado en dicho volumen de control.

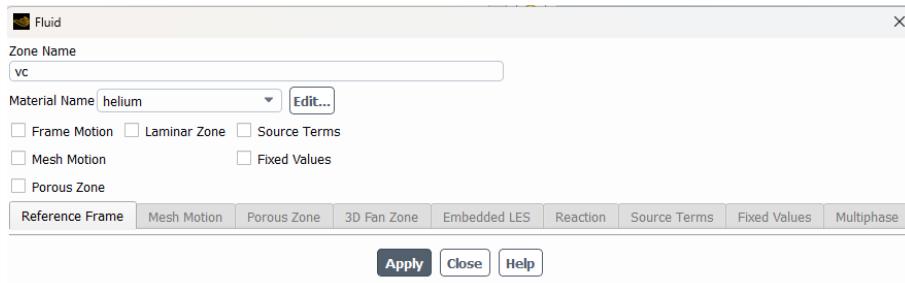


Figura 39. Configuración del volumen de control de compresión.

Se describe a continuación la configuración de la zona porosa (Figura 40). El uso de zonas porosas en la simulación es esencial cuando se desea representar medios permeables, como filtros, camas de relleno o ciertos componentes del motor que permiten el flujo con ciertas resistencias. La correcta configuración de estas zonas

garantiza una representación fiel de la resistencia al flujo y otros efectos relacionados. En este caso, se simula el regenerador del motor Stirling descrito anteriormente.

- Zonas Activadas: Se han activado las opciones *Porous zone* y *Laminar zone*. Esto indica que la región está modelada como un medio poroso y que cualquier flujo que ocurra dentro de esta zona se considerará laminar, independientemente de las condiciones de flujo adyacentes. La opción de zona laminar se ha activado de acuerdo con las recomendaciones seguidas del manual de Ansys® para zonas porosas [51].
- Dirección del Vector: La dirección principal (direction-1) del vector está configurada con X=1 y Y=0, lo que significa que la resistencia y otras propiedades direccionales de la zona porosa se alinean principalmente con el eje X.
- Formulación de Resistencia a la Velocidad Relativa: Se ha activado la opción *Relative velocity resistance formulation*, lo que sugiere que las resistencias configuradas en la zona porosa se basan en la velocidad relativa del fluido respecto al medio poroso. Esta opción es activada siguiendo las recomendaciones del manual de Ansys para zonas porosas [51].
- Resistencia Viscosa: Se ha establecido una resistencia viscosa, que se interpreta como la inversa de la permeabilidad absoluta. Los valores son 1607142857.143 [m^{-2}] para ambas direcciones. Más adelante se desarrollan los cálculos.
- Resistencia Inercial: No se ha activado la formulación alternativa para la resistencia inercial. Los valores asignados son 6857.142857143 [m^{-1}] para ambas direcciones.
- Porosidad: Se ha definido una porosidad del 0.7. Esto representa la fracción de volumen fluido respecto del volumen total.

$$\varepsilon = \frac{V_{\text{fluido}}}{V_{\text{total}}} \quad [1]$$

- Modelo Térmico: Se ha seleccionado el modelo de "equilibrio" para la transferencia térmica dentro de la zona porosa. Esto sugiere que se asume un equilibrio térmico rápido entre el fluido y el sólido en la zona porosa y que la temperatura del sólido en la malla es igual a la temperatura del fluido.
- Material Sólido: Se ha especificado el acero (*steel*) como el material sólido en esta zona porosa, lo que influye en propiedades como la conductividad térmica y la capacidad calorífica.

- Viscosidad Relativa: Se ha establecido una viscosidad relativa constante e igual a 1. Esto implica que no hay modificaciones adicionales en la viscosidad debido a efectos porosos.

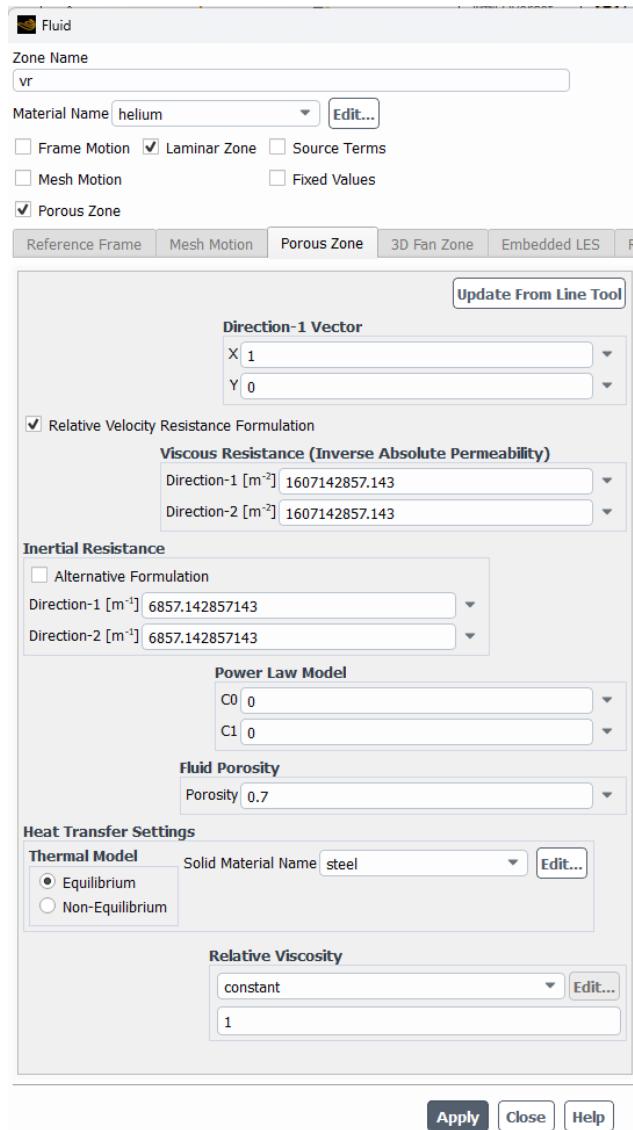


Figura 40. Captura de pantalla de la configuración de la zona porosa.

3.3.2.4.1. Cálculo de los parámetros de la zona porosa.

El cálculo de los parámetros de la zona porosa fue efectuado utilizando un script en Matlab®, el cual está disponible en los anexos de este trabajo. Las ecuaciones empleadas se derivaron de los estudios de [20], [22] y [52]. A continuación, se presentan las ecuaciones finales que se derivaron, las cuales son adaptables a diferentes

geometrías del motor. Para una explicación detallada del proceso y las ecuaciones intermedias, se recomienda consultar el script en los anexos.

$$\frac{C_1}{L} = \frac{87,5 \cdot \mu}{d_h^2} \quad [2]$$

$$\frac{C_2}{L} = \frac{1,6}{d_h} \quad [3]$$

$$\text{Inverse}_{\text{Permeability}} = \frac{1}{\alpha} = \frac{87,5}{d_h^2} \quad \left[\frac{1}{m^2} \right] \quad [4]$$

$$\text{Inertial}_{\text{Resistance}} = \frac{C_2}{L} = \frac{1,6}{d_h} \quad \left[\frac{1}{m} \right] \quad [5]$$

Siendo L la longitud del regenerador y d_h el diámetro hidráulico definido como:

$$d_h = \frac{4 \cdot \varepsilon * d_w}{\Phi \cdot (1 - \varepsilon)} \quad [6]$$

Siendo ε la porosidad, d_w el diámetro del alambre del regenerador y Φ un factor de forma que es igual a 4 para mallas metálicas.

3.3.2.5. Condiciones de contorno (CC).

Como se puede ver en la Figura 41, se tiene una distribución uniforme de temperaturas en los contornos del modelo. En la zona fría, se ha establecido la temperatura de todas las paredes a temperatura del foco frío, $T_{ff} = 333$ [K], a excepción del pistón de compresión, que se le ha impuesto una condición de contorno de tipo adiabático. En la zona caliente se ha procedido de forma análoga: todas las paredes están a temperatura del foco caliente $T_{fc} = 1000$ [K] a excepción del pistón de expansión, que se le ha impuesto una condición de contorno de tipo adiabático. En los conductos de transferencia se ha establecido una condición de contorno que varía en función de la posición, de forma que la temperatura parte a 333 [K] en el foco frío (izquierda en la figura) y termina a 1000 [K] en el foco caliente (a la derecha en la figura).

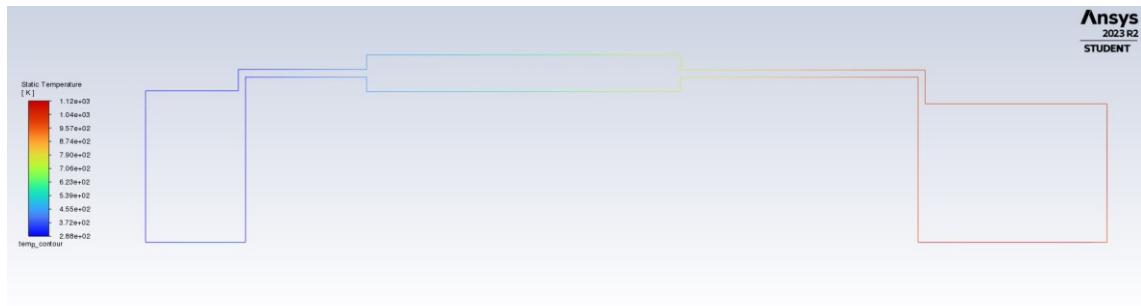


Figura 41. Figura extraída de Fluent® de la distribución de temperaturas en los contornos del modelo.

Para establecer este tipo de CC en *Fluent*®, se ha creado una expresión que se ha calculado de la siguiente forma:

$$T = Ax + B ; T_0 = Ax_0 + B ; T_1 = Ax_1 + B \quad [7]$$

$$T_1 - T_0 = (x_1 - x_0)A \rightarrow A = \frac{T_1 - T_0}{x_1 - x_0} \quad [8]$$

$$B = T_0 - \frac{T_1 - T_0}{x_1 - x_0}x_0 \quad [9]$$

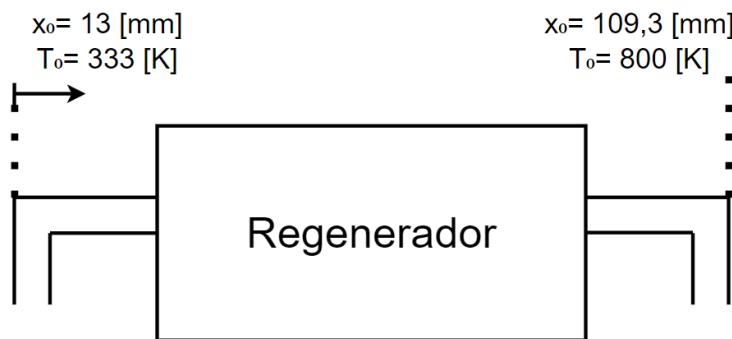


Figura 42. Esquema para el cálculo de la distribución de temperatura en función de la posición.

De la misma forma que con los parámetros porosos, se ha elaborado un script en Matlab para el cálculo de esta expresión que se puede encontrar en los anexos del presente documento. Finalmente, la expresión queda como:

$$T = 7268,95 \cdot x + 205,50 \quad [K] \quad [10]$$

3.3.2.6. Configuración del mallado dinámico

A continuación, se describirá la configuración del mallado dinámico atendiendo a las Figura 43, Figura 44, Figura 45 y Figura 46.

Como bien es sabido, el modelo tiene dos pistones, compresión (piston_c) y expansión (piston_exp). Estos pistones necesitan una malla adecuada para simular sus movimientos correctamente.

En las opciones de malla para estos pistones, se ha especificado un parámetro crucial: la "Altura de Celda" o "*Cell Height*". Esta altura se ha establecido en 0.0002 [m] que corresponde con el tamaño de la malla Δx . De esta forma se asegura que la malla tenga la resolución adecuada en la dirección perpendicular a la superficie del pistón. Esta resolución permite una simulación precisa de los efectos de borde y las interacciones fluido-estructura en estas regiones.

Además de los pistones, hay dos zonas importantes en las que se lleva a cabo la mayor parte del trabajo termodinámico: el volumen de compresión (V_c) y el volumen de expansión (V_e). Para estas zonas, se requiere un tipo de malla diferente, específicamente una malla que pueda deformarse para adaptarse a los cambios en el volumen y la forma de estas regiones a medida que los pistones se mueven. Para ello, se ha decidido adoptar el método de mallado *layering* que añade o elimina capas de celdas cerca de superficies en movimiento, como es el caso de los pistones. Este enfoque asegura una malla de alta calidad en áreas dinámicas, adaptándose a las variaciones sin requerir una regeneración total de la malla, lo que lo hace ideal para interacciones fluido-estructura precisas. Para estos volúmenes:

- Se activó el tipo *deforming*, que permite que la malla se deforme en respuesta a los movimientos de las estructuras circundantes.
- Se activó la opción *remeshing*, que significa que Fluent® rehará automáticamente la malla en estas regiones si determina que la calidad de la malla ha disminuido por debajo de un umbral aceptable debido a la deformación.
- A pesar de la activación de *remeshing*, se ha desactivado el *smoothing*, ya que, al tratarse de una malla completamente cuadrada, se opta por reconstruirla en lugar de intentar suavizar una malla deformada.

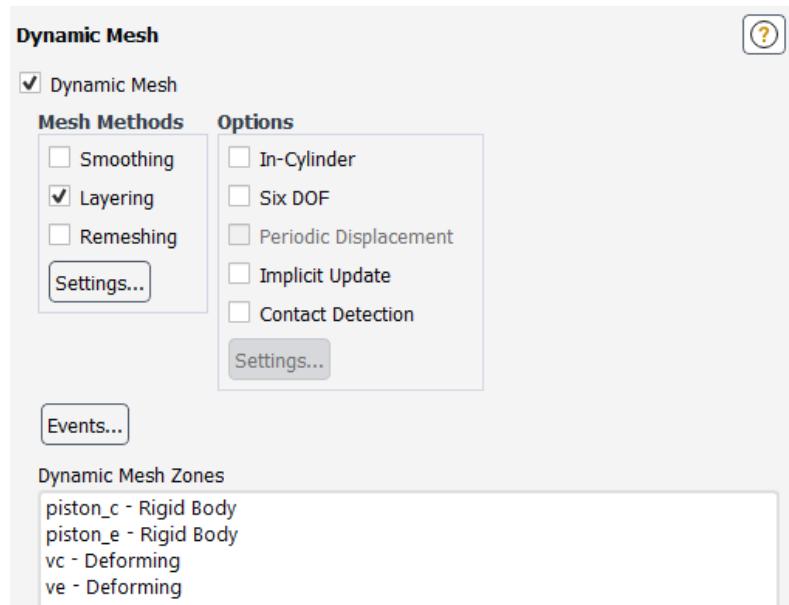


Figura 43. Captura de pantalla de la configuración del mallado dinámico.

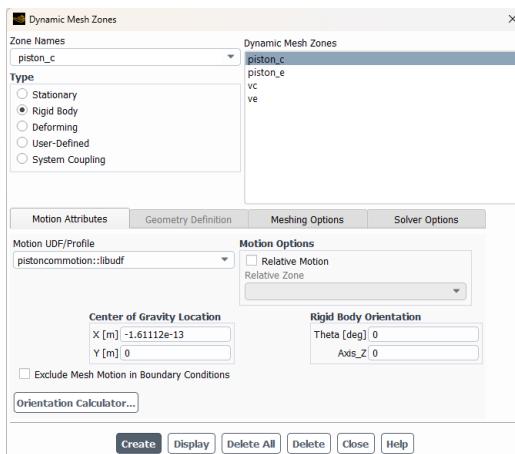


Figura 44. Captura de pantalla de la pestaña Motion Atributes del pistón de compresión.

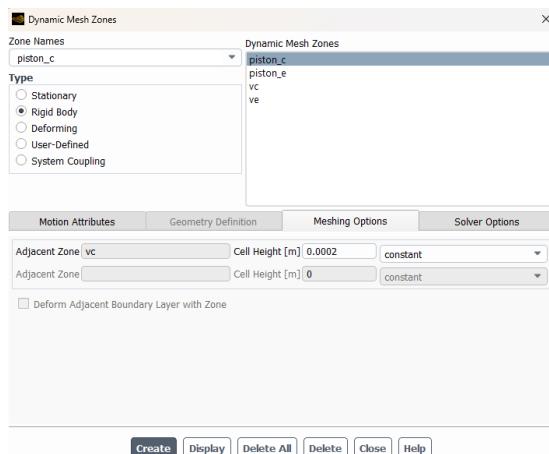


Figura 45. Captura de pantalla de la pestaña Meshing options del pistón de compresión.

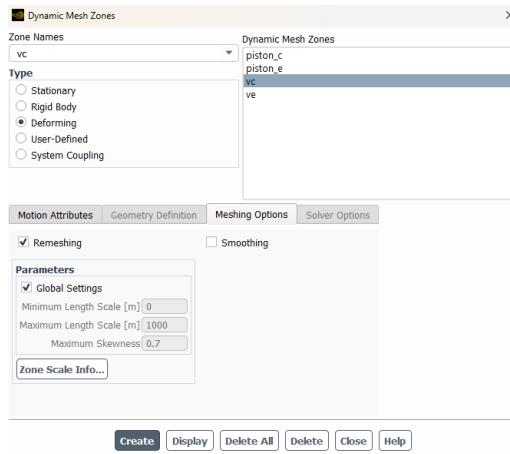


Figura 46. Captura de pantalla de la pestaña Meshing Options del volumen de compresión.

3.3.2.7. Controles, métodos numéricos y residuos del modelo.

En la Figura 47 se puede observar la configuración de los métodos numéricos utilizados para el modelo. El acoplamiento entre presión y velocidad se realiza mediante el esquema *Coupled*, que aborda la interdependencia entre las variables de presión y velocidad en un solo sistema acoplado, aumentando la convergencia y precisión. Para la interpolación de flujo, se utiliza el tipo *Rhie-Chow* basado en *momentum*, que minimiza oscilaciones espurias en la presión, típicas en métodos *collocated*. En cuanto a la discretización espacial, el gradiente es calculado mediante el método *Least Squares Cell Based*, que proporciona una estimación precisa de los gradientes de las variables en las celdas. La mayoría de las variables, incluyendo la presión, densidad, *momentum*, energía, y todas las relacionadas con la turbulencia, utilizan una discretización *Second Order Upwind*. Este método captura con precisión los gradientes de las variables a lo largo del flujo, mejorando la resolución de los fenómenos de transporte. En el caso de la formulación transitoria, se ha optado por el *First Order Implicit*, que asegura estabilidad en flujos con cambios temporales sin requerir pasos de tiempo extremadamente pequeños. La decisión de estos métodos se basa en el equilibrio entre precisión y eficiencia computacional, proporcionando resultados confiables para el análisis del motor.

En la Figura 48 se observa la configuración de *solution controls*, que se ha dejado por defecto a excepción del *Flow Courant Number*, que se ha impuesto que tenga un valor igual a 1. El Número de Courant, es una medida adimensional que relaciona el paso de tiempo con el tamaño de la malla y la velocidad del fluido. Es esencial para garantizar la estabilidad y precisión de una simulación transitoria. Al establecerlo igual a 1, se está optando por un enfoque conservador hacia la estabilidad temporal de la simulación. Esto suele ser un indicador de que la variación temporal del flujo (es decir, cuánto cambia el flujo de un paso de tiempo a otro) es aproximadamente del mismo orden que el tamaño de la malla y la velocidad del fluido. En otras palabras, dentro de un paso de tiempo, una partícula de fluido no se desplazará más allá de una celda de la malla.

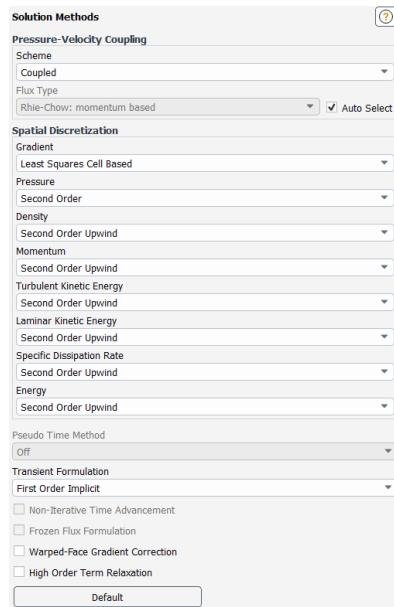


Figura 47. Captura de pantalla de los métodos numéricos utilizados para el cálculo.

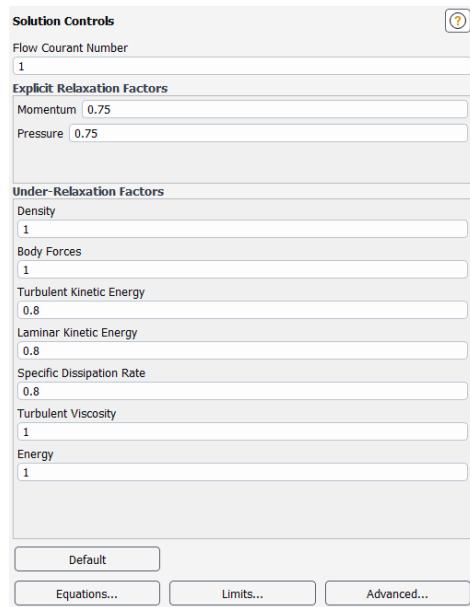


Figura 48. Captura de pantalla de *solution controls*.

Respecto a los residuos (Figura 49), monitorear la convergencia de una simulación CFD es esencial para garantizar que la solución es precisa y confiable. La elección de monitorear exclusivamente la convergencia de la ecuación de continuidad proviene de una práctica común en simulaciones de fluidos. La ecuación de continuidad representa la conservación de masa en el sistema. Si la masa se conserva adecuadamente, es un indicativo sólido de que la solución es coherente desde un punto de vista físico. Las ecuaciones de velocidad, aunque importantes, son inherentemente dependientes de la continuidad en la mayoría de los flujos. Por lo tanto, si la continuidad converge, es probable que las ecuaciones de velocidad también estén bien resueltas. Esto simplifica el proceso de monitoreo, reduciendo el tiempo de evaluación y evitando que se tome una decisión basada en una única variable que puede no reflejar el comportamiento global del sistema.

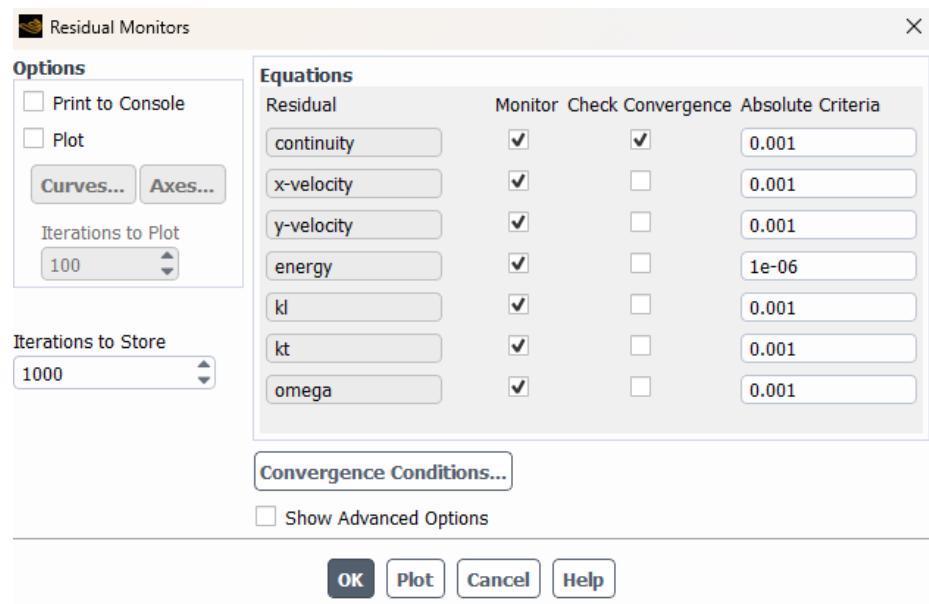


Figura 49. Captura de pantalla de la configuración de residuos de la simulación.

3.3.2.8. Inicialización y cálculo de la solución

A continuación, en las Figura 50 y Figura 51 se muestra la inicialización de la solución. El sistema se inicializa con una presión inicial de $P_{ini} = 4$ [bar] y una temperatura inicial de $T_{ini} = 293$ [K].

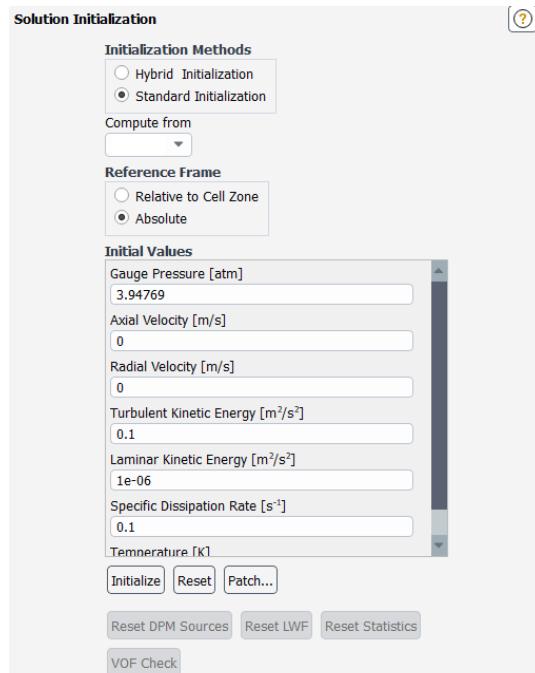


Figura 50. Inicialización del cálculo de la solución I.

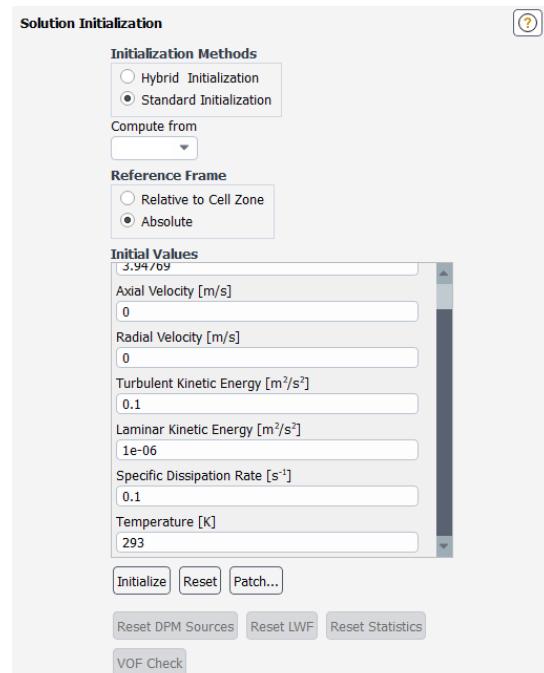


Figura 51. Inicialización del cálculo de la solución II.

Por último, en la Figura 52 se puede observar la configuración previa a la ejecución de la simulación. Se ha elegido un paso de tiempo de $\Delta t = 2 \cdot 10^{-5}$ [s], de tal forma que para unas revoluciones del motor de $\omega = 1500$ [rpm] se realice un ciclo completo cada 2000 pasos de tiempo.

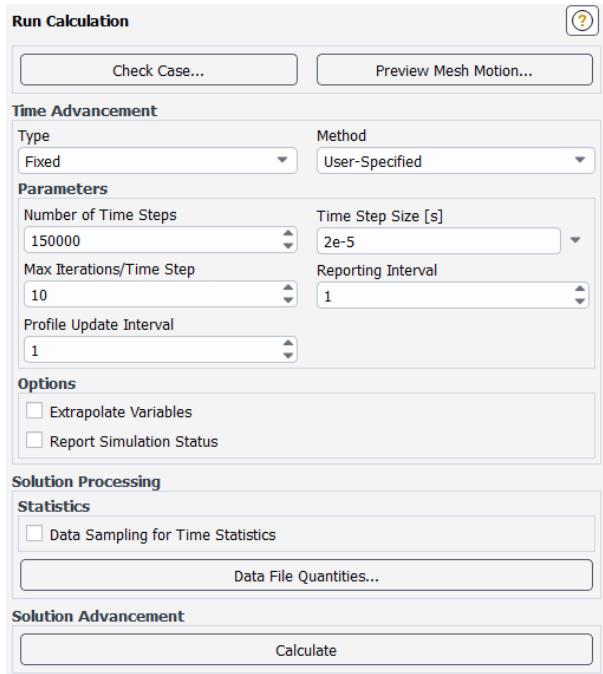


Figura 52. Configuración de la ejecución de la simulación.

3.4. Implementación en superordenador *Picasso* y cálculo.

Con el fin de realizar simulaciones más detalladas y precisas en menos tiempo y gracias a su capacidad para manejar cargas de trabajo intensivas y su habilidad de paralelización, se utilizará el superordenador *Picasso* de la UMA. Sus numerosos recursos de memoria permiten abordar los problemas más complejos de la simulación sin preocupaciones de rendimiento. Este enfoque no sólo ha acelerado la presente investigación, sino que también eleva su calidad y fiabilidad.

Dado que el superordenador carece de interfaz gráfica, se han elaborado 2 scripts que ejecutan el software *Fluent*© en *Picasso* con los archivos de simulación.

3.4.1. Script de Bash para la ejecución en el superordenador Picasso

```
#!/usr/bin/env bash
# Leave only one comment symbol on selected options
# Those with two commets will be ignored:
# The name to show in queue lists for this job:
#SBATCH -J 16_1500rpm_r07_293K_4bar_He_Tc300Te1000K.cas

# Number of desired cpus (all in same node):
#SBATCH --ntasks=200
#SBATCH --ntasks-per-node=200
#SBATCH --licenses=ansys:197

# Amount of RAM needed for this job:
#SBATCH --mem=32gb

# The time the job will be running:
#SBATCH --time=168:00:00

# To use GPUs you have to request them:
#SBATCH --constraint=cal

# Set output and error files
#SBATCH --error=job.%J.1cpu16cores.err

# To load some software (you can show the list with 'module avail'):
module load ansys/23.1
export I_MPI_SHM_LMT=shm

hostname
# the program to execute with its parameters:
time Fluent© 2ddp -gu -mpi=openmpi -t$SLURM_NTASKS -i journal.jou
```

Figura 53. Script de Bash para la ejecución en el superordenador Picasso.

El script está diseñado para ser ejecutado en un entorno de clúster utilizando el sistema de planificación de trabajos SLURM.

- **#!/usr/bin/env bash:** Esta es la línea shebang que indica al sistema que debe usar Bash para ejecutar el script.
- **#SBATCH:** Estas líneas especifican las directivas para el planificador de trabajos SLURM, como el nombre del trabajo, la cantidad de CPU solicitadas, la memoria requerida, el tiempo máximo de ejecución, entre otros.
- **module load ansys/23.1:** Carga el módulo de software ANSYS, que es necesario para ejecutar Fluent©.

- **export I_MPI_SHM_LMT=shm:** Esta línea establece una variable de entorno que podría influir en la manera en que el trabajo se comunica entre los nodos del clúster.
- **time Fluent® ... -i journal.jou:** Este es el comando principal que lanza Fluent®, un programa de simulación por dinámica de fluidos, con varias opciones especificadas y tomando instrucciones de journal.jou.

3.4.2. Journal para Fluent®

Tal como se puede observar en la Figura 54, el archivo presenta un encabezado de comentarios que describe brevemente su propósito, identifica al autor, y especifica la institución y fecha de creación.

Posteriormente, se lleva a cabo la compilación y carga del UDF explicado en el apartado anterior.

Después de la compilación y carga de la UDF, el archivo de *case/data* es cargado en el software. Este archivo contiene información sobre la geometría, la malla y las condiciones iniciales de la simulación.

Una vez cargado el archivo, se configura el paso de tiempo para la simulación, indicando el intervalo temporal entre cálculos consecutivos durante la simulación. A continuación, se inicia la simulación propiamente dicha, utilizando un método específico y se ejecuta por un determinado número de iteraciones o pasos de tiempo.

Al concluir la simulación, los resultados se guardan en un archivo con formato *cas*.

Finalmente, el código cierra el programa *Fluent®*. El comando final actúa como una confirmación automática para garantizar que el programa se cierra sin interrupciones, en respuesta a un mensaje emergente de confirmación que el software muestra.

```
;*****  
; Journal for compiling directly UDF  
; Daniel Núñez Gevorkian  
; University of Malaga.Spain  
; July 2023  
;*****  
;/ Complilamos UDF  
define/user-defined/compiled-functions compile libudf yes piston1500.c "" ""  
define/user-defined/compiled-functions load libudf  
  
;Cargamos semilla  
/file/read-case-data/"1500rpm_r07_293K_4bar_He_Tc300Te1000K.cas.h5"  
  
; Paso de tiempo inicial  
/solve/set/time-step 2e-5  
solv/dual-t 150000  
  
; Escribir archivo resultados  
wcd 1500rpm_r07_293K_4bar_He_Tc300Te1000K.cas_ts150000.cas.gz  
  
; Salir de FLUENT©  
exit  
yes
```

Figura 54. Archivo Journal para Fluent.

4. Análisis y validación de resultados

Como se ha mencionado previamente, el motor Stirling de la máquina Whispergen® EU1 emplea nitrógeno como gas de trabajo. No obstante, con el propósito de validar adecuadamente la simulación, se optará por el uso de helio bajo una presión inicial específica, siguiendo el método empleado en el estudio referenciado. Dicho estudio simula un motor Stirling tipo Alpha de doble acción con características análogas al de la máquina Whispergen®, aunque presenta volúmenes de trabajo más reducidos y diferencias tanto en la presión inicial como en el gas de trabajo. Tras validar la simulación, se procederá a analizar los resultados correspondientes a las condiciones operativas auténticas del motor Stirling de Whispergen®. Adicionalmente, se modificarán ciertas condiciones de operación con el fin de evaluar variaciones en el comportamiento del sistema.

4.1. Parámetros geométricos y condiciones de operación del modelo actual y el modelo de Cheng [14] .

Tabla 2. Parámetros geométricos y condiciones de operación del modelo calculado y el modelo de Cheng [14]

Variable	Modelo calculado	Modelo del artículo
P_{ini}	400.000 [Pa]	400.000 [Pa]
Masa	0,04 [g]	0,0634 [g]
ϵ	0,7	0,69
$V_{exp,max}$	31.011 [mm ³]	112.944 [mm ³]
$V_{exp,min}$	1.419 [mm ³]	9.104 [mm ³]
$V_{com,max}$	37.293 [mm ³]	109.047 [mm ³]
$V_{com,min}$	1.923 [mm ³]	6.246 [mm ³]
V_h	5.557 [mm ³]	15.205 [mm ³]
V_r	33.204 [mm ³]	59.002 [mm ³]
V_k	3.193 [mm ³]	14.717 [mm ³]
V_T	92.545 [mm ³]	155.740 [mm ³]
$A_{p,exp}$	0.00117 [m ²]	0.00302 [m ²]
$A_{p,com}$	0.00140 [m ²]	0.00244 [m ²]
n	1500 [rpm]	1500 [rpm]
T_h	1000 [K]	1000 [K]
T_c	300 [K]	300 [K]

4.2. Resultados de la simulación con He como gas de trabajo. Análisis y validación del modelo.

A continuación, se resumen los resultados extraídos de [13] y [14].

4.2.1. Resultados de la simulación en el modelo de Cheng [14]

En la Figura 55 se presenta una comparación de las temperaturas en función del tiempo tanto para la cámara de compresión como para la de expansión, basada en dos

diferentes métodos de análisis: un modelo termodinámico y un análisis CFD (Dinámica de Fluidos Computacional). Se observa que las temperaturas en ambas cámaras aumentan y disminuyen de forma cíclica, alcanzando valores máximos y mínimos.

Aunque los dos conjuntos de datos muestran una pequeña discrepancia entre sí, la tendencia general de las curvas es notablemente similar. Este comportamiento cíclico sugiere que los mecanismos termodinámicos subyacentes en las dos cámaras son consistentes en ambos métodos de análisis.

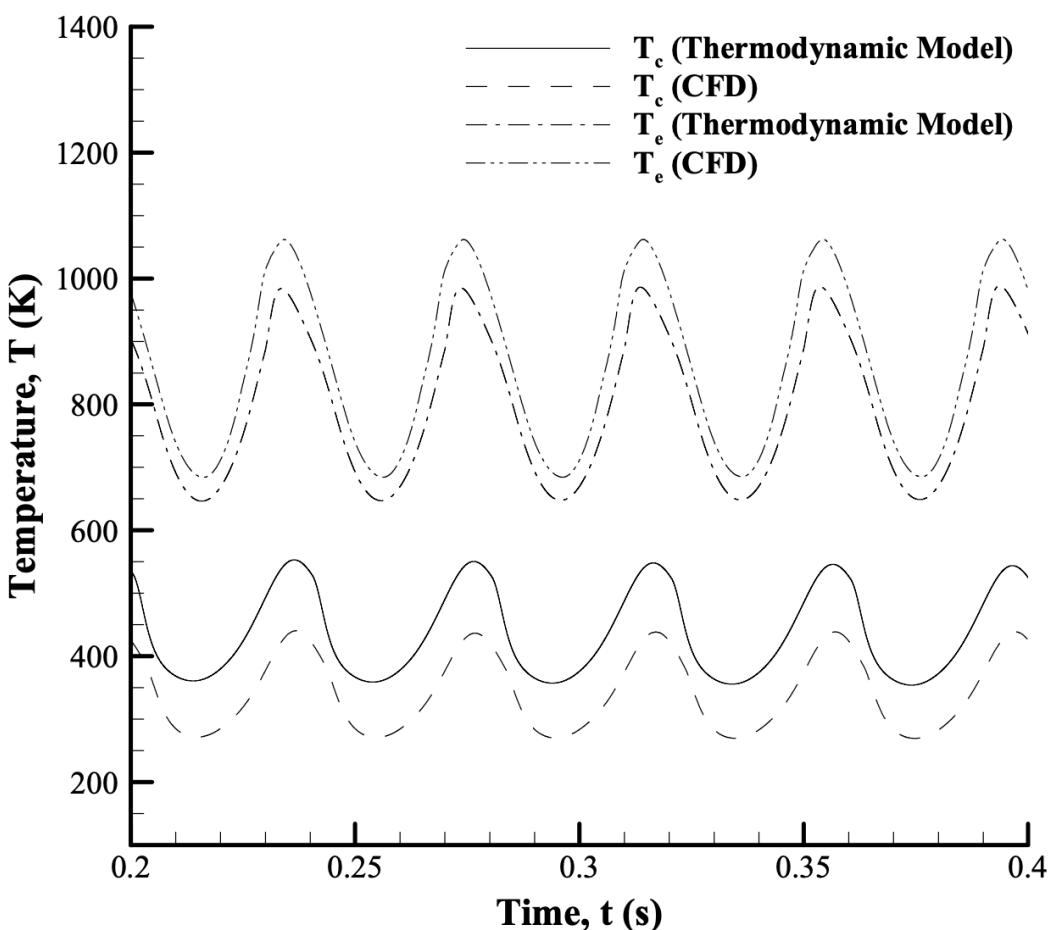


Figura 55. Comparación de la variación de temperaturas en las cámaras de compresión y expansión.

Cheng [14]

En la Figura 56 se muestra una comparación de los diagramas P-V (Presión-Volumen) entre los diseños original y óptimo para la cámara de expansión y la de compresión. Se observa que las áreas de los ciclos en los diagramas P-V en ambas cámaras se han ampliado de manera notable. Esta expansión en las áreas de los ciclos indica una mejora en la potencia de salida del motor debido a la optimización. Los

parámetros que se han modificado para lograr el diseño óptimo son: el diámetro externo del calentador D_{h_2} , el diámetro externo del regenerador D_r , el diámetro del alambre d_{rm} , la separación entre los alambres λ , y la longitud del refrigerador L_{k_1} . Para más entendimiento, véase la Figura 57.

Los resultados del conjunto óptimo de los parámetros diseñados y el rendimiento del motor antes y después de la optimización se tabulan en la Tabla 3. Utilizando el enfoque de optimización, la potencia indicada puede aumentar de 1062.56 a 1659.72 W, y la eficiencia térmica del 27.41% al 37.22%.

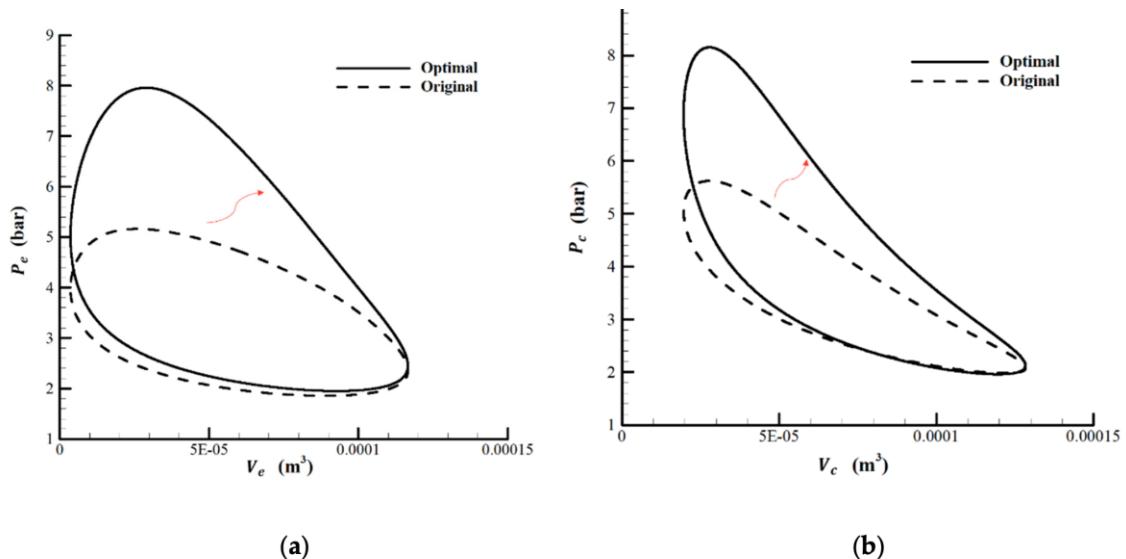


Figura 56. Diagramas P-V de los diseños original y óptimo. (a) Cámara de expansión; (b) Cámara de compresión. Cheng [14]

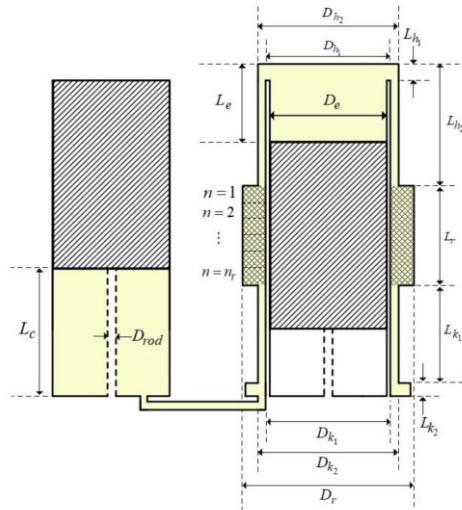


Figura 57. Parámetros dimensionales del volumen de trabajo. Cheng [14]

Tabla 3. Resultados del conjunto óptimo de los parámetros diseñados y el rendimiento del motor antes y después de la optimización. Cheng [14]

Parameter	Original	Optimal
Heater outer diameter, D_{h2}	0.067 m	0.068 m
Regenerator outer diameter, D_r	0.080 m	0.067 m
Wire diameter, d_{rm}	0.1 mm	0.052 mm
Wire pitch, λ	0.254 mm	0.255 mm
Cooler length, L_{k1}	0.075 m	0.088 m
Heater length, L_{h2}	0.069 m	0.056 m
Regenerator's porosity, ϵ	0.691	0.814
Indicated power output, \dot{W}_{net}	1062.56 W	1659.72 W
Thermal efficiency, η_t	27.41 %	37.22%

Se define la potencia neta indicada y la eficiencia térmica como:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_e + \dot{W}_c \quad [11]$$

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}} \quad [12]$$

Tabla 4. Potencia indicada y eficiencia térmica del motor Stirling. Cheng [14]

\dot{W}_{net} [W]	η_t
1062,56	27,41%

4.2.2. Resultados de la simulación en el modelo calculado. Validación del modelo.

En la Tabla 4 se presentan tabulados los resultados obtenidos en la simulación CFD.

El cálculo de los parámetros termodinámicos relacionados con el trabajo, el aporte de calor y la eficiencia del sistema se llevó a cabo empleando las siguientes ecuaciones. Las variables m , P_m , T y W se extrajeron directamente del archivo de caso (.cas) configurado en Fluent®.

El aporte de calor Q_h se calcula según la ecuación:

$$Q_h = \frac{m_{exp} \cdot C_{p_{N_2}} \cdot (T_{exp_{max}} - T_{exp_{min}})}{t_{picos}} \quad [13]$$

Donde m_{exp} la masa promedio contenida en la cámara de expansión, $c_{p_{N_2}}$ el calor específico del Helio a presión constante, con un valor de 1,04 $\left[\frac{J}{g \cdot K}\right]$, $T_{exp_{max}}$ y $T_{exp_{min}}$ son las temperaturas promedio máximas y mínimas alcanzadas en cada foco y t_{picos} el tiempo transcurrido entre estas temperaturas.

Es importante señalar que la formulación del aporte de calor se adoptó debido a la complejidad inherente en la determinación del flujo de calor dentro del motor, especialmente en presencia de gradientes térmicos y paredes a diferentes temperaturas. Una estrategia para mejorar la precisión del modelo sería ajustar las condiciones de contorno de manera que el flujo de calor se origine exclusivamente en las paredes del calentador *heater* y del enfriador “*kooler*”, minimizando así los gradientes térmicos en estas áreas. Además, tal ajuste en las condiciones de contorno concordaría más estrechamente con el comportamiento del motor Stirling real, dado que las áreas del calentador *heater* y del enfriador “*kooler*” son efectivamente las zonas donde ocurren las transferencias de calor más significativas. Esta alineación mejoraría la precisión del modelo simulado, permitiendo una representación más fidedigna de los fenómenos termodinámicos involucrados.

El rendimiento se ha calculado:

$$\eta = \frac{W_t}{Q_h} \quad [14]$$

Esta relación cuantifica el grado de conversión del calor suministrado al motor en trabajo útil, y es un parámetro clave para evaluar la eficiencia global del sistema.

Tabla 5. Resultados de la simulación con He como gas de trabajo, $n = 1500$ [rpm], $T_h = 1000$ [K], $T_c = 300$ [K] y $P_{ini} = 4$ [bar].

m [g]	P _m [bar]	T _e [K]	T _h [K]	T _r [K]	T _k [K]	T _c [K]	W _{pc} [W]	W _{pe} [W]	W _t [W]	Q _h [W]	η [%]
0,036	5,18	1102	895	591	353	311	95	-391	-296	942	31,4

En la Tabla 6 se presenta una comparativa detallada del trabajo neto (\dot{W}_{net} [W]) y del rendimiento termodinámico (η_t [%]) calculados tanto en la presente simulación como en el artículo de referencia. Cabe destacar que uno de los objetivos primordiales del artículo era la optimización de la potencia y eficiencia del motor Stirling mediante ajustes en los parámetros geométricos, los cuales se resumen en la Tabla 3.

Mediante la extensión de la longitud de las zonas del calentador *heater* y del enfriador “*kooler*”, se logró incrementar la potencia del motor desde 1063 W hasta 1660 W, lo que representa una mejora del 64%. Este hallazgo es particularmente relevante para el trabajo en curso. Debido a que el modelo empleado en la presente simulación difiere ligeramente en sus dimensiones respecto al modelo analizado en el artículo, los valores de potencia y rendimiento obtenidos se ubican en un rango intermedio entre el modelo original y el optimizado presentado en el artículo. Estos resultados corroboran la importancia de los ajustes geométricos en la eficiencia y potencia del motor, y ofrecen una validación del modelo adoptado en el presente trabajo.

Es imperativo subrayar que la geometría empleada para elaborar el modelo en este estudio ha sido derivada directamente de los planos del motor real, suministrados previamente por el Centro Stirling. Esta fidelidad en la representación geométrica confiere a los resultados obtenidos una mayor alineación con condiciones operativas reales en comparación con el modelo presentado por Cheng [14]. Este aspecto no solo valida el rigor metodológico del presente estudio, sino que también subraya la aplicabilidad práctica de los resultados en contextos de ingeniería reales.

Tabla 6. Comparativa de los resultados obtenidos en la simulación actual y el artículo con *He* como gas de trabajo.

Modelo	$\dot{W}_{\text{net}} [\text{W}]$	$\eta_t [\%]$
Simulación artículo original	1063	27,41
Simulación artículo optimizado	1660	37,22
Simulación actual	1184	31,4

En la Figura 58 se observa la variación de masa respecto del tiempo en la simulación. Es destacable que el modelo ha sido calibrado de tal manera que las pérdidas de masa son mínimas, resultando en un perfil de masa casi constante a lo largo de todo el periodo simulado. Este comportamiento es especialmente relevante, ya que una masa constante en el sistema es indicativa de una simulación bien equilibrada y un modelo robusto.

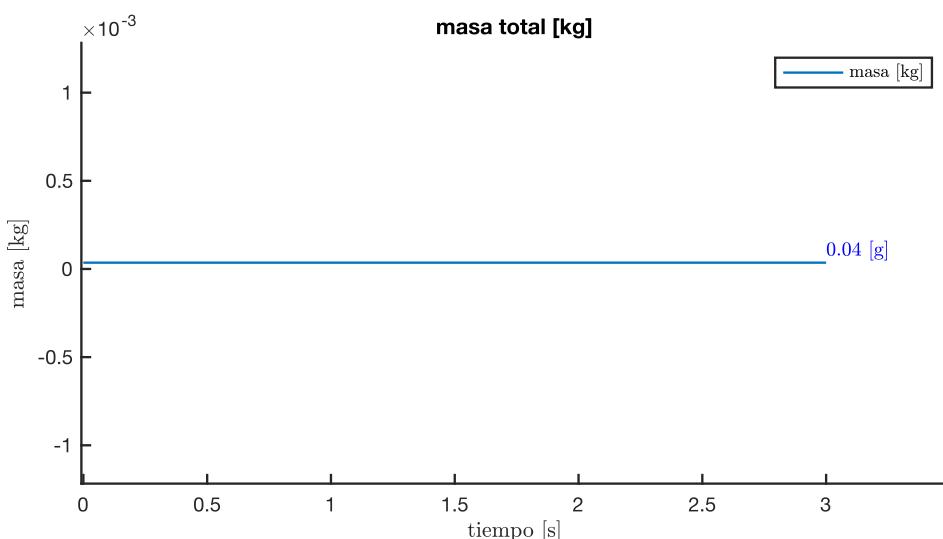


Figura 58. Gráfica de la masa en función del tiempo.

En la Figura 59 se representa la variación de presión promedio en el motor en función del tiempo. A partir de una presión inicial de $P_{\text{ini}} = 4 \text{ [bar]}$, se obtiene una presión promedio ponderada de 5,18 [bar] en el último ciclo, siendo la presión máxima obtenida de 9,5 [bar] y la presión mínima 2,3 [bar].

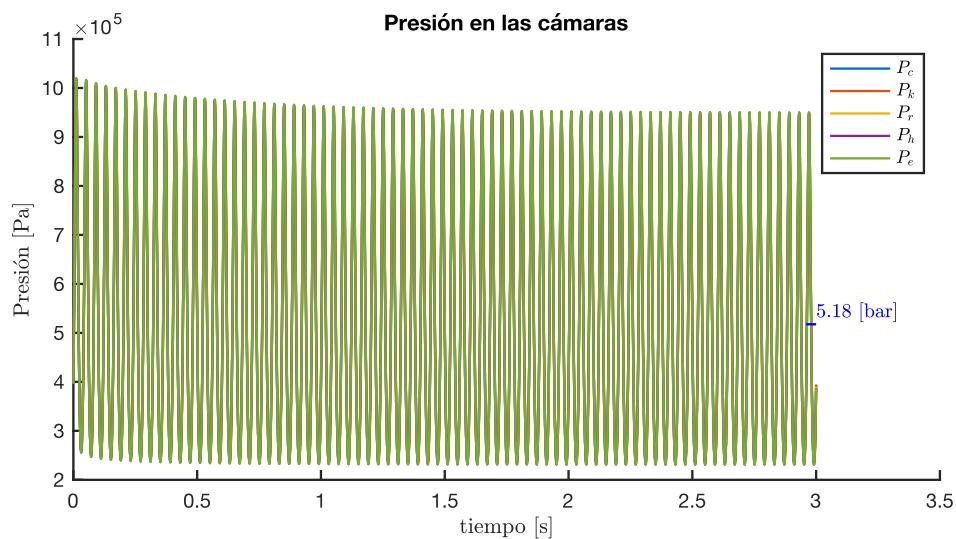


Figura 59. Gráfica de la presión en función del tiempo.

Además, es posible examinar la distribución de presiones a través del contorno de presiones, que se puede consultar en la Figura 60. Este contorno se deriva del modelo calculado utilizando Fluent®. En la distribución, se observa una uniformidad de presiones, con una variación máxima de 7874 [Pa]. Esta fluctuación se manifiesta principalmente en los puntos de entrada y salida del regenerador. Es crucial subrayar que la dirección de la diferencia de presiones cambia según la fase del ciclo en que se encuentra el sistema. En el presente caso, el contorno de presiones se ha trazado para un ángulo de giro del *yoke* de 0 °.

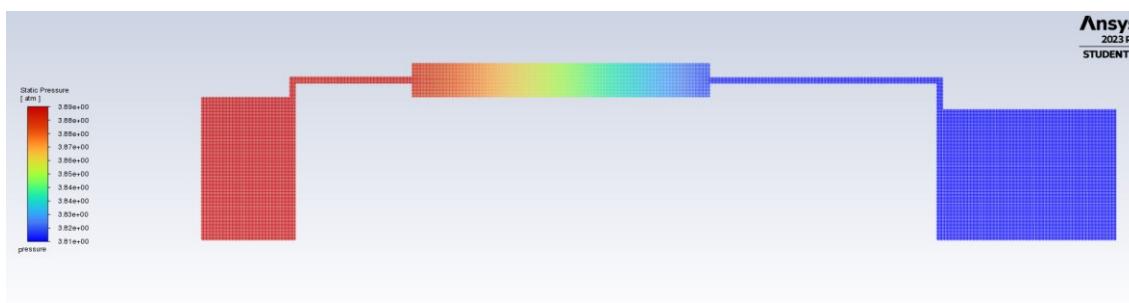


Figura 60. Contorno de presiones en Fluent® para ángulo de *yoke* de 0°.

En la Figura 61 se ilustra las temperaturas promedio en las diferentes zonas del modelo: cámara de compresión T_c , cámara de expansión T_e , “kooler” T_k , *heater* T_h y regenerador T_r . Tal como se observa, la distribución de temperaturas exhibe un comportamiento uniforme; las zonas más próximas al foco de calor presentan

temperaturas más elevadas, las cuales decrecen progresivamente conforme se acercan al foco frío del sistema.

Es relevante destacar que debido a la implementación del modelo de equilibrio térmico ("*Thermal Equilibrium Model*") en la zona porosa del regenerador, la temperatura en dicho componente se mantiene lineal y constante a lo largo de cada ciclo. Este comportamiento contrasta con lo que se observaría si se empleara el modelo no equilibrado ("*Thermal Non-Equilibrium Model*") u otros más representativos de las condiciones reales, donde la temperatura en el regenerador variaría durante cada ciclo. No obstante, la temperatura obtenida en el regenerador resulta ser un promedio entre los focos caliente y frío, en consonancia con las observaciones reportadas en diversos artículos especializados sobre simulaciones en motores Stirling ([10], [18], [19], [20], [21], [32], [33] y [47]).

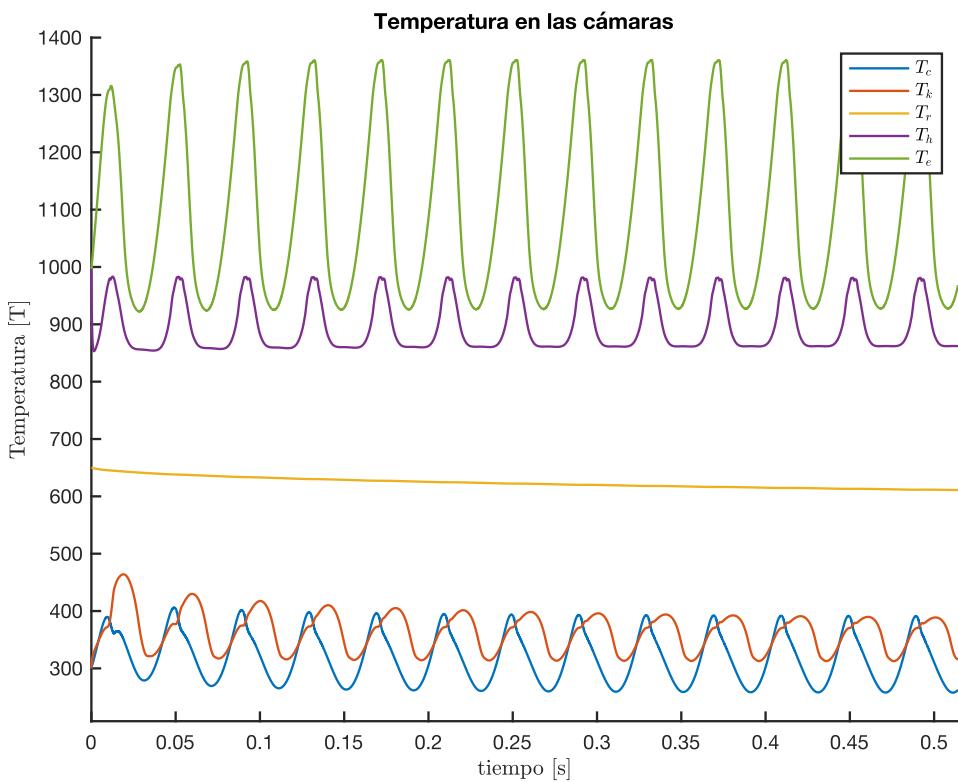


Figura 61. Gráfica de la distribución de temperaturas en función del tiempo con mayor detalle.

Al igual que con el contorno de presiones, el contorno de temperaturas también se puede representar para un ángulo de giro del yoke de 0 grados (Figura 62). En este caso, se aprecia una distribución uniforme de temperatura que fluctúa entre una

temperatura máxima en el foco caliente de 1124 [K] y una temperatura mínima en el foco frío de 288 [K] .

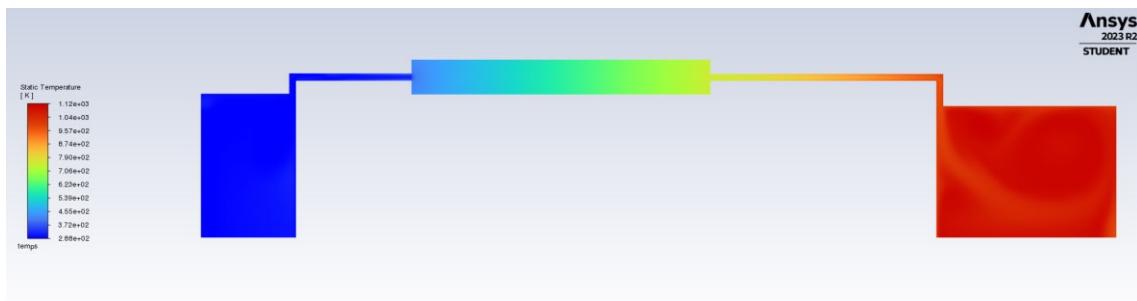


Figura 62. Contorno de distribución de temperaturas en Fluent®.

En la Figura 63 se presenta el diagrama presión-volumen (PV) del motor Stirling, el cual exhibe una forma de curva similar a las ilustradas en la Figura 56. La potencia neta, \dot{W}_{net} , calculada a partir del área bajo la curva del diagrama, es de -289,67 W. La naturaleza negativa de este valor se atribuye al sistema de signos adoptado por Fluent®, donde el trabajo realizado por el sistema (como en procesos de expansión) se considera negativo, en contraste con el trabajo cedido al sistema (como en procesos de compresión), que se etiqueta como positivo. Este sistema de signos también se aplica a los términos de calor.

Adicionalmente, como se muestra en la Figura 64, la potencia neta en el pistón de compresión, \dot{W}_c , es de 95,01 W, asignándosele un valor positivo porque representa trabajo consumido por el sistema. En contraposición, la potencia neta en el pistón de expansión, \dot{W}_e , es de -391,15 W, siendo negativa al representar trabajo liberado por el sistema. La potencia neta total, W_{tot} , derivada de la suma de ambas potencias, resulta ser de -296,14 W.

Es importante observar que la discrepancia entre la potencia neta total calculada en la Figura 63 y la suma de las potencias en la Figura 64 radica en la metodología empleada para determinar estas cantidades. En el caso del diagrama PV total, se ha considerado el volumen total del motor, mientras que, para el segundo caso, solo se han utilizado los volúmenes correspondientes a las cámaras de compresión y expansión.

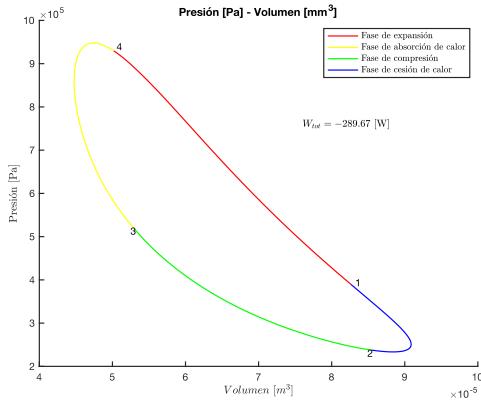


Figura 63. Diagrama indicado (PV).

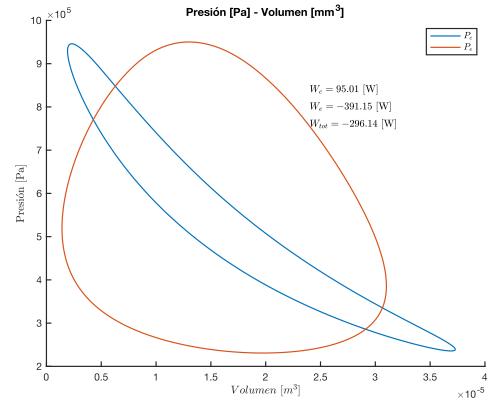


Figura 64. Diagrama indicado (PV) para cada cámara.

Basándose en los datos y resultados expuestos, es evidente que el modelo de motor Stirling desarrollado para la presente simulación CFD ha demostrado un alto grado de coherencia y validez con respecto a las condiciones de funcionamiento esperadas y los resultados obtenidos en el artículo de referencia. Estos resultados se alinean coherentemente con los datos experimentales y teóricos como la potencia, el rendimiento o las curvas de diagramas PV.

4.3. Resultados de la simulación con N₂ como gas de trabajo. Interpretación y análisis de los resultados.

Una vez validada la metodología de simulación, este apartado se dedica a examinar las características del rendimiento de los motores Stirling utilizando nitrógeno (N₂) como gas de trabajo. Las simulaciones consideran varias configuraciones de motor, incluyendo el uso de regeneradores, presiones de trabajo diversas y diferentes velocidades de operación.

4.3.1. Resultados de la simulación con y sin regenerador.

En la Tabla 7 se muestra la distribución de masas con y sin regenerador, utilizado para calcular el calor aportado al ciclo y, por ende, el rendimiento del motor. La masa total para el caso con regenerador es $m_{T_{reg}} = 0,372$ [g], mientras que sin regenerador es $m_{T_{NoReg}} = 0,417$ [g]. Se observa una diferencia en la masa total, atribuible a la

ausencia de la malla del regenerador en el caso sin regenerador, lo que permite una mayor cantidad de masa de nitrógeno en ese componente.

Tabla 7. Tabla de distribución de masas con regenerador y sin él, con N_2 como gas de trabajo.

Reg	P _{ini} [bar]	m _e [g]	m _h [g]	m _r [g]	m _k [g]	m _c [g]
Sí	5	0,090	0,018	0,102	0,022	0,140
No	5	0,093	0,019	0,162	0,02	0,093

Los resultados presentados en la Tabla 8 son particularmente ilustrativos sobre el impacto del regenerador en el rendimiento del motor. Con un coeficiente de efectividad $\varepsilon = 0,7$ para el regenerador, se observa un aumento del 30% en la potencia térmica. El rendimiento aumenta un 38%.

De manera específica, en el caso con regenerador, la eficiencia térmica es de 24,85%, y la potencia térmica es de -285 W. En contraposición, el sistema sin regenerador muestra una eficiencia térmica de 9,42% y una potencia térmica de -85,27 W.

Tabla 8. Resultados de la simulación con regenerador y sin él, con N_2 como gas de trabajo.

Reg	P _{ini} [bar]	m _T [g]	P _m [bar]	T _e [K]	T _r [K]	T _c [K]	W _t [W]	Q _h [W]	η [%]
Sí	5	0,372	7,6	800	523,7	333	-285	1147	24,85
No	5	0,417	7,4	754,6	526,5	360,8	-85,27	877	9,42

4.3.2. Resultados de la simulación para diferentes presiones iniciales del motor.

En la Tabla 9 se muestra la distribución de masas para diferentes presiones del motor. Se ha señalado la simulación que se ajusta más a las condiciones reales de funcionamiento de la máquina Whispergen®, en la que la presión inicial es P_{ini} = 20[bar].

Tabla 9. Tabla de distribución de masas para diferentes presiones del motor y N_2 como gas de trabajo.

P_{ini} [bar]	m_e [g]	m_h [g]	m_r [g]	m_k [g]	m_c [g]	m_T [g]
5	0,090	0,018	0,102	0,022	0,140	0,372
15	0,356	0,069	0,414	0,069	0,591	1,499
20	0,466	0,089	0,544	0,119	0,779	1,997
25	0,575	0,109	0,674	0,147	0,967	2,472

En la Tabla 10 se resumen los resultados obtenidos en las simulaciones para diferentes presiones iniciales de trabajo. Como se puede observar, la presión media de trabajo aumenta considerablemente con la presión inicial de carga, llegando a alcanzar un valor de 44,7 [bar] en el modelo del Whispergen®. Con los datos geométricos utilizados para crear el modelo, se obtiene una potencia neta en los pistones de -1600 [W], que para el motor real (4 pistones) sería de $W_{total} = 6400$ [W]. En este caso, el rendimiento cae significativamente hasta un valor de $\eta = 23,63\%$.

Tabla 10. Resultados de la simulación con N_2 como gas de trabajo y variando la presión inicial del gas. El modelo del Whispergen® está marcado en verde en la tabla.

P_{ini} [bar]	m_T [g]	P_m [bar]	T_e [K]	T_r [K]	T_c [K]	W_t [W]	Q_h [W]	η [%]
5	0,372	7,6	800	523,7	333	-285	1147	24,85
15	1,52	33,8	818	526,5	323	-1213	5155	23,59
20	2	44,7	822	527	321	-1600	6773	23,63
25	2,47	55,5	824	527,5	321	-1985	8433	23,53

4.3.3. Resultados de la simulación para diferentes revoluciones del motor.

En la Tabla 11 y Tabla 12 se presenta un resumen de los parámetros más relevantes de la simulación para diferentes revoluciones del motor.

De acuerdo con el análisis realizado, se observa que, debido a las restricciones térmicas en el dominio simulado, cualquier variación en las revoluciones por minuto (rpm) se traduce exclusivamente en un incremento lineal de la potencia de salida y energía aportada al fluido (en forma de calor), sin inducir cambios significativos en la eficiencia térmica ni en la distribución de calor entre las fuentes térmicas. En un motor Stirling convencional de una máquina Whispergen, el ajuste de la cantidad de calor

transferido al ciclo termodinámico (Q) es el mecanismo predominante para modular la potencia, en lugar de variar las rpm.

Cabe destacar que este análisis tendría una relevancia más significativa si el modelo permitiera la adaptabilidad térmica; es decir, si las paredes del dominio pudieran ajustar su temperatura en función del calor añadido o extraído por el fluido de trabajo. En tal escenario, al variar las rpm, el sistema tendría la libertad de distribuir los recursos energéticos entre el aumento de la potencia y la modulación de las temperaturas en los focos térmicos. La estabilidad en las temperaturas de las paredes del modelo actual, sin importar las rpm, subraya la naturaleza térmicamente restringida del mismo.

La estabilidad de las temperaturas en las paredes del dominio, independientemente de las rpm, respalda que el modelo está térmicamente acotado. Bajo estas condiciones de limitación térmica, las variaciones en las rpm no aportan nuevas perspectivas sobre el comportamiento integral del motor Stirling. Esta constatación podría interpretarse tanto como una limitación intrínseca del modelo actual como una oportunidad para futuras investigaciones que busquen eliminar dichas restricciones térmicas.

Tabla 11. Tabla de distribución de masas para diferentes revoluciones del motor con N_2 como gas de trabajo.

n [rpm]	m_e [g]	m_h [g]	m_r [g]	m_k [g]	m_c [g]
375	0,494	0,097	0,545	0,116	0,742
600	0,486	0,095	0,544	0,117	0,756
900	0,476	0,092	0,543	0,118	0,767
1080	0,472	0,091	0,543	0,119	0,772
1200	0,470	0,090	0,543	0,119	0,775
1350	0,468	0,089	0,543	0,119	0,778
1440	0,467	0,089	0,543	0,119	0,779
1500	0,466	0,089	0,543	0,119	0,779

Tabla 12. Resultados de la simulación con N_2 como gas de trabajo y variando las revoluciones.

n [rpm]	m_T [g]	P [bar]	T_e [K]	T_r [K]	T_c [K]	W_t [W]	Q_h [W]	η [%]	ΔT
375	2	45,1	790	527	336	-352	1524	23,1	8,76
600	2	45	800	528	330	-585	2482	23,57	14,27
900	2	44,9	811,5	528	326	-911	3951	23,05	22,72
1080	2	44,8	816	528	324	-1113	4803	23,17	27,62
1200	2	44,8	819	528	323	-1250	5398	23,15	31
1350	2	44,7	821	528	322	-1422	6107	23,28	35,1
1440	2	44,7	822,5	527	322	-1526	6526	23,38	37,53
1500	2	44,7	823,2	527	322	-1595	6799	23,45	39

5. Conclusiones y propuestas de futuro

5.1. Conclusiones

5.1.1. Contribución al Conocimiento y la Difusión

Una de las contribuciones más significativas de este TFM radica en su dualidad funcional: no sólo constituye un análisis riguroso y detallado del motor Stirling en la máquina Whispergen®, sino que también se configura como un tutorial completo en el

ámbito de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD). Diseñado con una estructura didáctica, el estudio proporciona una guía paso a paso que abarca desde el entendimiento del ciclo Stirling hasta la geometría, mallado, configuración e implementación en superordenadores para llevar a cabo el cálculo del modelo. Esta metodología permite que incluso aquellos con un conocimiento básico de CFD puedan replicar o expandir la investigación. De esta forma, el trabajo no solo avanza en el campo científico, específicamente en el estudio de motores Stirling y en sistemas de generación de energía eficiente, sino que también fomenta la difusión y accesibilidad del conocimiento técnico.

5.1.2. Validación del modelo

Se ha validado el modelo utilizando helio como gas de trabajo, siguiendo la metodología de estudios previos. Los resultados han mostrado una alta coherencia con los datos experimentales y teóricos, tanto en términos de potencia como de rendimiento y curvas de diagramas PV. A pesar de tener una geometría diferente en términos cuantitativos de volúmenes de control, se ha obtenido un trabajo neto de 1184 [W] frente a los 1063[W] y 1660 [W] de los modelos del artículo original y optimizado respectivamente. El rendimiento ha sido de 31,4% frente a los 27,41 % y 37,22 % de los otros modelos. Esto confirma la robustez y la validez del modelo desarrollado.

Por otra parte, en base a lo expuesto anteriormente, se ha demostrado que la optimización de ciertos parámetros geométricos puede resultar en un aumento significativo de la potencia y la eficiencia del motor.

5.1.3. Efecto del regenerador

El uso de un regenerador ha mostrado un impacto significativo en el rendimiento del motor. Con un coeficiente de efectividad de 0,7 para el regenerador, se observó un aumento del 30% en la potencia térmica y un incremento del 38% en la eficiencia térmica respecto del modelo sin regenerador.

5.1.4. Variabilidad en las condiciones de operación

Se han examinado diferentes condiciones de operación, incluyendo diferentes presiones iniciales y velocidades de operación. Se ha encontrado que la eficiencia y la potencia son muy sensibles a la presión inicial del gas de trabajo. Para las condiciones operativas del Whispergen®, se ha obtenido una potencia de $W_t = 1600$ [W] por cada pistón y un rendimiento de $\eta = 23,63\%$.

Por otro lado, las variaciones en las revoluciones por minuto (rpm) no mostraron un impacto significativo en la eficiencia térmica debido a las restricciones térmicas del modelo.

Los resultados obtenidos tienen importantes implicaciones para el diseño y la operación de motores Stirling, especialmente en aplicaciones donde la eficiencia y la potencia son críticas. Los hallazgos podrían ser utilizados para mejorar el diseño de futuras generaciones de máquinas Whispergen® o de otros motores Stirling.

5.2. Propuesta de planes de mejora

El objetivo de este apartado es identificar y proponer diversas áreas de mejora para el modelo de simulación CFD del motor Stirling de la máquina Whispergen®. Estas mejoras buscan no solo incrementar la precisión y fiabilidad del modelo actual, sino también expandir su aplicabilidad a otros contextos y escenarios. Al abordar estas limitaciones y proponer soluciones viables, se aspira a contribuir de manera significativa al cuerpo de conocimiento en el campo de la Dinámica de Fluidos Computacional y, más específicamente, en la eficiencia y versatilidad de los motores Stirling.

5.2.1. Desafío térmico en los contornos

Una de las limitaciones identificadas en el modelo actual es la restricción térmica en los contornos. Para mejorar la precisión y la aplicabilidad del modelo, se propone eliminar estas restricciones térmicas. Esto permitirá que el sistema ajuste de manera más realista su comportamiento en respuesta a diferentes condiciones operativas, mejorando así la fidelidad del modelo.

En el modelo actual, se ha utilizado una temperatura constante como condición de contorno. Para acercarse más a las condiciones reales de operación, se propone cambiar esta condición por un aporte de calor variable. Dado que no se dispone de datos exactos sobre la cantidad de calor captado por los cuatro cilindros a partir de la quema de gas natural, se recomienda realizar pruebas iterativas hasta mejorar la precisión del modelo.

5.2.2. Modificación de la geometría

Otra área de mejora se centra en la geometría del modelo, específicamente en los volúmenes de control. Se ha observado que diferentes artículos presentan distintos volúmenes para modelos de Whispergen. En este trabajo, el volumen se ha calculado a partir del modelo real proporcionado por el Centro Stirling. Sin embargo, para una comparación más completa y rigurosa, se sugiere modificar la geometría para alinearla con los volúmenes presentados en otros estudios.

5.2.3. Viabilidad para la producción de frío

La idea de invertir el ciclo termodinámico del motor Stirling para su uso en la producción de frío no es solo teóricamente plausible, sino también respaldada por investigaciones existentes en el campo. Según el artículo de Landrum et Al [36], se han estudiado parámetros hidrodinámicos de rellenos de malla relevantes para crio refrigeradores regenerativos en miniatura. Este estudio sugiere que la tecnología necesaria para adaptar motores Stirling a aplicaciones de refrigeración ya existe y es técnicamente viable.

Además, el estudio de Garg et al. [29] realiza un análisis numérico del regenerador para un crio refrigerador Stirling en miniatura, utilizando modelos de equilibrio térmico local (LTE) y de no equilibrio térmico local (LTNE). Este trabajo demuestra que es posible ajustar las condiciones de operación y los parámetros del regenerador para optimizar el rendimiento del sistema en aplicaciones de refrigeración.

Es importante destacar que ya existen numerosas aplicaciones de motores Stirling para refrigeración que funcionan con el ciclo inverso. Esto demuestra que la tecnología es no solo viable sino también probada en aplicaciones prácticas.

En el contexto de la máquina Whispergen, la posibilidad de tener dos modos de funcionamiento sería especialmente revolucionaria. Imagíñese un sistema que pueda funcionar como motor y calentador de agua en un modo y como refrigerador en otro, simplemente cambiando el sentido de giro del *wobble-yoke*. Este enfoque dual no solo aumentaría la versatilidad del dispositivo, sino que también lo haría más atractivo para una gama más amplia de aplicaciones, desde sistemas de energía renovable hasta soluciones de refrigeración eficiente.

La implementación de un modo de refrigeración en la máquina Whispergen no solo sería una innovación técnica, sino que también podría abrir nuevas vías de investigación y desarrollo, ampliando aún más el alcance y la aplicabilidad de los motores Stirling en general. En resumen, la adaptación del motor para la producción de frío no es solo una posibilidad teórica, sino una oportunidad práctica respaldada por investigaciones existentes y aplicaciones probadas.

6. Bibliografía

- [1] Abuelyamen, A., & Ben-Mansour, R. (2018). Energy efficiency comparison of Stirling engine types (α , β , and γ) using detailed CFD modeling. *International Journal of Thermal Sciences*, 132, 411-423. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.06.026>
- [2] Ahmadi, M. H., Ahmadi, M.-A., & Pourfayaz, F. (2017). Thermal models for analysis of performance of Stirling engine: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 68, 168-184. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.09.033>
- [3] Alexakis, A. (s. f.). CFD MODELLING OF STIRLING ENGINES WITH COMPLEX DESIGN TOPOLOGIES.
- [4] Aliabadi, A. A., Thomson, M. J., & Wallace, J. S. (2010). Efficiency Analysis of Natural Gas Residential Micro-cogeneration Systems. *Energy & Fuels*, 24(3), 1704-1710. <https://doi.org/10.1021/ef901212n>
- [5] Aliabadi, A. A., Thomson, M. J., Wallace, J. S., Tzanetakis, T., Lamont, W., & Di Carlo, J. (2009). Efficiency and Emissions Measurement of a Stirling-Engine-Based Residential Microcogeneration System Run on Diesel and Biodiesel. *Energy & Fuels*, 23(2), 1032-1039. <https://doi.org/10.1021/ef800778q>
- [6] Alvarez-Aguirre, A., Garcia-Canseco, E., & Scherpen, J. M. A. (2010). Linear dynamics and control of a kinematic wobble-yoke Stirling engine. *49th IEEE Conference on Decision and Control (CDC)*, 2747-2752. <https://doi.org/10.1109/CDC.2010.5717238>
- [7] Argelina, L. V. (s. f.). Estado del arte de microrredes basadas en energías renovables y motores Stirling.
- [8] Ávila Pérez, J. R., Gutiérrez Urueta, G. L., Tapia Rodríguez, F., & Araoz, J. A. (2020). Modeling of a 1kW free piston Stirling engine: Opportunity for sustainable electricity production. *Ingeniería Investigación y Tecnología*, 21(4), 1-13. <https://doi.org/10.22201/fi.25940732e.2020.21.4.035>
- [9] Bitsikas, P., Rogdakis, E., & Dogkas, G. (2020). CFD study of heat transfer in Stirling engine regenerator. *Thermal Science and Engineering Progress*, 17, 100492. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100492>
- [10] Boroujerdi, A. A., & Esmaeili, M. (2015). Characterization of the frictional losses and heat transfer of oscillatory viscous flow through wire-mesh regenerators. *Alexandria Engineering Journal*, 54(4), 787-794. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2015.06.001>
- [11] Chen, W.-L., Wong, K.-L., & Chang, Y.-F. (2015). A numerical study on the effects of moving regenerator to the performance of a β -type Stirling engine. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 83, 499-508. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.12.035>

- [12] Cheng, C.-H., & Chen, Y.-F. (2017). Numerical simulation of thermal and flow fields inside a 1-kW beta-type Stirling engine. *Applied Thermal Engineering*, 121, 554-561. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.105>
- [13] Cheng, C.-H., & Tan, Y.-H. (2020). Numerical Optimization of a Four-Cylinder Double-Acting Stirling Engine Based on Non-Ideal Adiabatic Thermodynamic Model and SCGM Method. *Energies*, 13(8), 2008. <https://doi.org/10.3390/en13082008>
- [14] Cheng, C.-H., Tan, Y.-H., & Liu, T.-S. (2021). Experimental and Dynamic Analysis of a Small-Scale Double-Acting Four-Cylinder α-Type Stirling Engine. *Sustainability*, 13(15), 8442. <https://doi.org/10.3390/su13158442>
- [15] Cheng, C.-H., Yang, H.-S., & Tan, Y.-H. (2022). Theoretical model of a α-type four-cylinder double-acting stirling engine based on energy method. *Energy*, 238, 121730. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121730>
- [16] Chi, C., Mou, J., Lin, M., & Hong, G. (2020). CFD simulation and investigation on the operating mechanism of a beta-type free piston Stirling engine. *Applied Thermal Engineering*, 166, 114751. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114751>
- [17] Clucas, D. M., & Raine, J. K. (1994). A New Wobble Drive with Particular Application in a Stirling Engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 208(5), 337-346. https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1994_208_136_02
- [18] Costa, S. C., Barreno, I., Prieto, J. I., González, M. A., & García, D. (2012). Stirling Regenerator Test Bench Design for Pressure Drop and Thermal Efficiency Measurements.
- [19] Costa, S. C., Barreno, I., Tutar, M., Esnaola, J. A., & Barrutia, H. (2015). The thermal non-equilibrium porous media modelling for CFD study of woven wire matrix of a Stirling regenerator. *Energy Conversion and Management*, 89, 473-483. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.10.019>
- [20] Costa, S. C., Barrutia, H., Esnaola, J. A., & Tutar, M. (2013). Numerical study of the pressure drop phenomena in wound woven wire matrix of a Stirling regenerator. *Energy Conversion and Management*, 67, 57-65. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.10.014>
- [21] Costa, S. C., Barrutia, H., Esnaola, J. A., & Tutar, M. (2014). Numerical study of the heat transfer in wound woven wire matrix of a Stirling regenerator. *Energy Conversion and Management*, 79, 255-264. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.11.055>
- [22] Costa, S.-C., Tutar, M., Barreno, I., Esnaola, J.-A., Barrutia, H., García, D., González, M.-A., & Prieto, J.-I. (2014a). Experimental and numerical flow investigation of Stirling engine regenerator. *Energy*, 72, 800-812. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.06.002>

- [23] Costa, S.-C., Tutar, M., Barreno, I., Esnaola, J.-A., Barrutia, H., García, D., González, M.-A., & Prieto, J.-I. (2014b). Experimental and numerical flow investigation of Stirling engine regenerator. *Energy*, 72, 800-812. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.06.002>
- [24] De Paepe, M., D'Herdt, P., & Mertens, D. (2006). Micro-CHP systems for residential applications. *Energy Conversion and Management*, 47(18-19), 3435-3446. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2005.12.024>
- [25] Duan, C., Wang, X., Shu, S., Jing, C., & Chang, H. (2014). Thermodynamic design of Stirling engine using multi-objective particle swarm optimization algorithm. *Energy Conversion and Management*, 84, 88-96. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.04.003>
- [26] Dyson, R., Wilson, S., Tew, R., & Demko, R. (2005, agosto 15). Fast Whole-Engine Stirling Analysis. *3rd International Energy Conversion Engineering Conference*. 3rd International Energy Conversion Engineering Conference, San Francisco, California. <https://doi.org/10.2514/6.2005-5558>
- [27] Farra, N., Tzanetakis, T., & Thomson, M. J. (2012). Experimental Determination of the Efficiency and Emissions of a Residential Microcogeneration System Based on a Stirling Engine and Fueled by Diesel and Ethanol. *Energy & Fuels*, 26(2), 889-900. <https://doi.org/10.1021/ef201468j>
- [28] García-Canseco, E., Alvarez-Aguirre, A., & Scherpen, J. M. A. (2015). Modeling for control of a kinematic wobble-yoke Stirling engine. *Renewable Energy*, 75, 808-817. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.10.038>
- [29] Garg, S. K., Premachandran, B., & Singh, M. (2019). Numerical study of the regenerator for a miniature Stirling cryocooler using the local thermal equilibrium (LTE) and the local thermal nonequilibrium (LTNE) models. *Thermal Science and Engineering Progress*, 11, 150-161. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2019.03.005>
- [30] Gheith, R., Hachem, H., Aloui, F., & Nasrallah, S. B. (s. f.). *Stirling Engines*.
- [31] Grosu, L., Dobre, C., & Petrescu, S. (2015). Study of a Stirling engine used for domestic micro-cogeneration. Thermodynamic analysis and experiment: Stirling engine, isothermal and adiabatic analyses, direct method. *International Journal of Energy Research*, 39(9), 1280-1294. <https://doi.org/10.1002/er.3345>
- [32] İPci, D. (2020a). Investigation on hydrodynamic characteristics of a Stirling regenerator matrix using porous media approach: A CFD study. *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, 9(4), 171-177. <https://doi.org/10.18245/ijaet.779636>
- [33] İPci, D. (2020b). Investigation on hydrodynamic characteristics of a Stirling regenerator matrix using porous media approach: A CFD study. *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, 9(4), 171-177. <https://doi.org/10.18245/ijaet.779636>

- [34] Jimenez Zabalaga, P., Cardozo, E., Choque Campero, L. A., & Araoz Ramos, J. A. (2020). Performance Analysis of a Stirling Engine Hybrid Power System. *Energies*, 13(4), 980. <https://doi.org/10.3390/en13040980>
- [35] Kongtragool, B., & Wongwises, S. (2006). Thermodynamic analysis of a Stirling engine including dead volumes of hot space, cold space and regenerator. *Renewable Energy*, 31(3), 345-359. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2005.03.012>
- [36] Landrum, E. C., Conrad, T. J., Ghiaasiaan, S. M., & Kirkconnell, C. S. (2010). Hydrodynamic parameters of mesh fillers relevant to miniature regenerative cryocoolers. *Cryogenics*, 50(6-7), 373-380. <https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2010.01.017>
- [37] Mahkamov, K. (2006). An Axisymmetric Computational Fluid Dynamics Approach to the Analysis of the Working Process of a Solar Stirling Engine. *Journal of Solar Energy Engineering*, 128(1), 45-53. <https://doi.org/10.1115/1.2148979>
- [38] Mathew, A. (s. f.). Advanced Exergy Analysis of a WhisperGen Stirling Engine System.
- [39] Mikhael, N., El-Ghandour, M., & El-Ghafour, S. (2018). CFD Simulation and Losses Analysis of a Beta-Type Stirling Engine. *Port-Said Engineering Research Journal*, 22(2), 85-101. <https://doi.org/10.21608/pserj.2018.32106>
- [40] [No title found]. (s. f.). Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences.
- [41] Onovwiona, H. I., & Ugursal, V. I. (2006). Residential cogeneration systems: Review of the current technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 10(5), 389-431. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2004.07.005>
- [42] Petrescu, S., Costea, M., Harman, C., & Florea, T. (2002). Application of the Direct Method to irreversible Stirling cycles with finite speed. *International Journal of Energy Research*, 26(7), 589-609. <https://doi.org/10.1002/er.806>
- [43] Pradip, P. K. (s. f.). Commissioning and Performance Analysis of WhisperGen Stirling Engine.
- [44] Rinker, G. T. (2018). *Design and Optimization of a 1 kW Stirling Engine* [PhD, West Virginia University Libraries]. <https://doi.org/10.33915/etd.3755>
- [45] Sanmiguel-Rojas, E., & Aunon-Hidalgo, J. A. (s. f.). CFD analysis of a solar-powered Stirling engine with a transparent top wall.
- [46] Tan, Y.-H., & Cheng, C.-H. (s. f.). Computational Optimization of Double-Acting Stirling Engine.
- [47] Tew, R., Simon, T., Gedeon, D., Ibrahim, M., & Rong, W. (2006, junio 26). An Initial Non-Equilibrium Porous-Media Model for CFD Simulation of Stirling Regenerators. *4th International Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit (IECEC)*. 4th International Energy Conversion

Engineering Conference and Exhibit (IECEC), San Diego,
California. <https://doi.org/10.2514/6.2006-4003>

- [48] Thombare, D. G., & Verma, S. K. (2008). Technological development in the Stirling cycle engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(1), 1-38. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2006.07.001>
- [49] Valenti, G., Silva, P., Fergnani, N., Di Marcoberardino, G., Campanari, S., & Macchi, E. (2014). Experimental and Numerical Study of a Micro-cogeneration Stirling Engine for Residential Applications. *Energy Procedia*, 45, 1235-1244. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.01.129>
- [50] Yang, H.-Y., Tan, Y.-H., & Cheng, C.-H. (2019). Numerical Prediction of Performance of a Double-Acting α -Type Stirling Engine. En U. Chandrasekhar, L.-J. Yang, & S. Gowthaman (Eds.), *Innovative Design, Analysis and Development Practices in Aerospace and Automotive Engineering (I-DAD 2018)* (pp. 277-288). Springer Singapore. https://doi.org/10.1007/978-981-13-2697-4_31
- [51] ANSYS Inc. (2023). ANSYS Fluent User's Guide (Versión 2023). ANSYS, Inc.
- [52] Tanaka, M., Yamashita, I., & Chisaka, F. (1990). Flow and heat transfer characteristics of the Stirling engine regenerator in an oscillating flow. JSME international journal. Ser. 2, *Fluids engineering, heat transfer, power, combustion, thermophysical properties*, 33(2), 283-289.
- [53] Castillo Cambón, Á., & López Pérez, A. (2017). Maqueta dinámica para el reconocimiento de los elementos de un motor Stirling (Proyecto Fin de Carrera). *Universidad de Málaga, Escuela Universitaria Politécnica*.
- [54] Whispergen. (2017). Manual técnico de instalación de la unidad Whispergen® Personal Power Station para el modelo EU1/EU1A.

ANEXOS

6.1. Gráficas relevantes

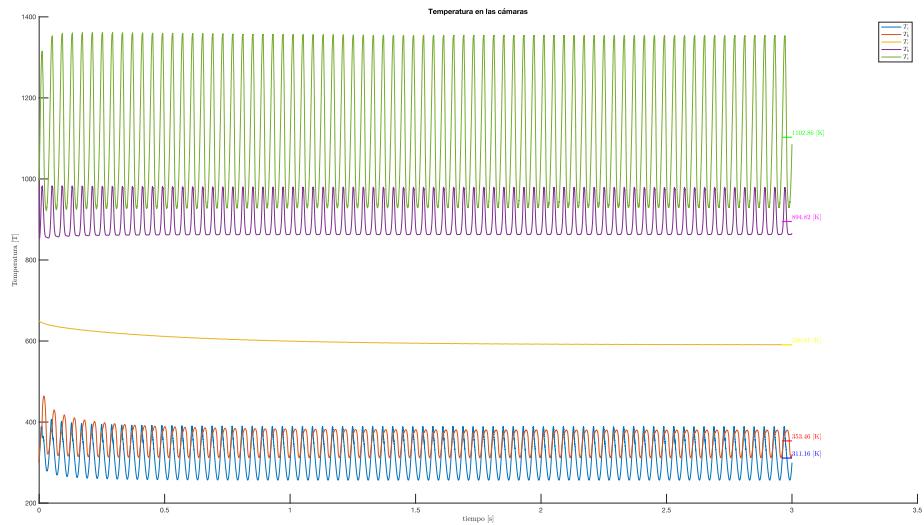


Figura 65. Gráfica de la distribución de temperaturas en función del tiempo.

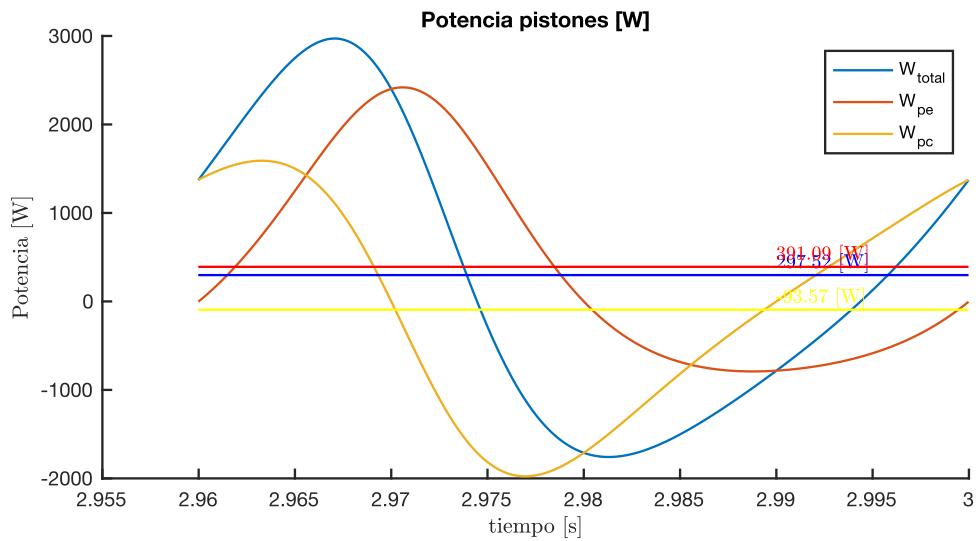


Figura 66. Gráfica de la potencia de los pistones en función del tiempo

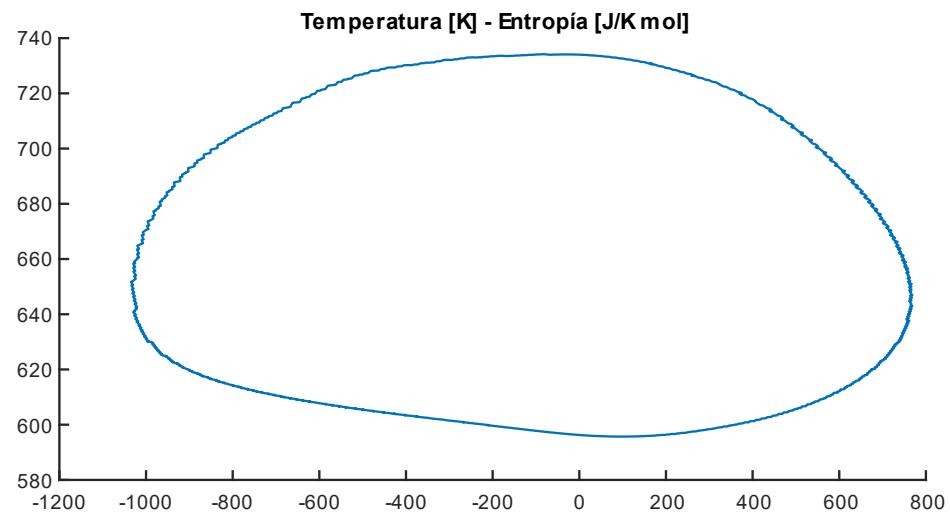


Figura 67. Diagrama de estado (TS).

6.2. Código Matlab

6.2.1. Procesador de datos de Fluent

%% Daniel Núñez Gevorkian. Universidad de Málaga (2023)

%% LECTURA E INICIALIZACIÓN DE VARIABLES

```
close all;
clc; clear; format long;
set(groot, 'defaultLegendAutoUpdate', 'off');

% Leer archivo
datos = readtable('16_1500rpm_r07_293K_4bar_He_Tc300Te1000K.txt', 'HeaderLines', 3,
'ReadVariableNames', false);

%Nombre de columnas sin calores
% columnNames = ...
% {'t_step', 'flow_time', 'masa',...
% , 'Pc', 'Pe', 'Ph', 'Pk', 'Pr', 'Tc', 'Te',...
% , 'Th', 'Tk', 'Tr', 'Wpc', 'Wpe', 'Fpc',...
% , 'Fpe', 'vpc', 'vpe', 'CFL',...
% , 'flujo_masico_eh', 'flujo_masico_hr',...
% , 'flujo_masico_kc', 'flujo_masico_rk',...
% , 'Vc', 'Ve', 'Vh', 'Vk', 'Vr'};

% Nombre de columnas con calores
% columnNames = ...
% {'t_step', 'flow_time', 'masa',...
% , 'Pc', 'Pe', 'Ph', 'Pk', 'Pr', 'Tc', 'Te',...
% , 'Th', 'Tk', 'Tr', 'Wpc', 'Wpe', 'Fpc',...
% , 'Fpe', 'vpc', 'vpe', 'CFL',...
% , 'flujo_masico_eh', 'flujo_masico_hr',...
% , 'flujo_masico_kc', 'flujo_masico_rk',...
% , 'Vc', 'Ve', 'Vh', 'Vk', 'Vr',...
% , 'Qbc', 'Qhe', 'Qwc', 'Qwe', 'Qwh', 'Qwk',...
% , 'Qwr', 'Q_fluent_total'};

% Nombres con calores y entropías
columnNames = ...
{'t_step', 'flow_time', 'masa',...
,Pc', 'Pe', 'Ph', 'Pk', 'Pr', 'Tc', 'Te',...
,Th', 'Tk', 'Tr', 'Wpc', 'Wpe', 'Fpc',...
,Fpe', 'vpc', 'vpe', 'CFL',...
, 'flujo_masico_eh', 'flujo_masico_hr',...
, 'flujo_masico_kc', 'flujo_masico_rk',...
, 'Vc', 'Ve', 'Vh', 'Vk', 'Vr',...
, 'Qbc', 'Qhe', 'Qwc', 'Qwe', 'Qwh', 'Qwk',...
, 'Qwr', 'Q_fluent_total', 'Sc', 'Se', 'Sh', 'Sk',...
, 'Sr', 'S_fluent_total'};
```

```

datos.Properties.VariableNames = columnNames;

% Convertir la tabla en una matriz
matrizDatos = table2array(datos);

% Asignar cada columna a una variable
for i = 1:size(matrizDatos, 2)
    nombreColumna = datos.Properties.VariableNames{i};
    assignin('base', nombreColumna, matrizDatos(:, i));
end

% Datos útiles
t = flow_time;
clear flow_time;
delta_t = t(2)-t(1); % Salto de tiempo
t_total = t(end); % Tiempo total
wrpm=1500; %rpm
w=pi*wrpm/30; %Revs en rad/s
T=2*pi/w; % Periodo

% Datos para las velocidades de los pistones
loa1=0.0702; % Long. wobble yoke a pistón
k = tan(10.21*pi/180);
delta_exp = 0; % Desfase expansion
delta_com = pi/2; % Desfase compresion
n_ciclo = 2000; % Pasos de tiempo para completar un ciclo
cuarto_ciclo = n_ciclo/4; % Pasos de tiempo para completar un cuarto de ciclo

% Elimino el último ciclo que puede estar a medias
% Verificamos que el vector_tiempo no esté vacío
if isempty(t)
    val_sobrantes = 0;
    return;
end

% Obtenemos el número total de elementos en el vector de tiempo
num_elementos = length(t);

% Calculamos el número de ciclos completos (múltiplos de n_ciclo)
num_ciclos_completos = floor(num_elementos / n_ciclo);

% Calculamos el número de elementos sobrantes usando la función mod
val_sobrantes = mod(num_elementos, n_ciclo);

% Puntos para diagrama PV
pto5 = length(t)-val_sobrantes;
pto4 = pto5-cuarto_ciclo;
pto3 = pto4-cuarto_ciclo;
pto2 = pto3-cuarto_ciclo;
pto1 = pto2-cuarto_ciclo;
pto0 = pto1-cuarto_ciclo;

```

%Volumenes

```
V_pv_e = Ve(pto1:pto5);
V_pv_c = Vc(pto1:pto5);
V_pv_t = Ve+Vc+0.7*Vr+Vh+Vk; % REVISAR
```

```
Vr = Vr(1);
Vh = Vh(1);
Vk = Vk(1);
V_ini = Ve(1)+Vc(1)+0.7*Vr+Vh+Vk;
V_to = 0.7*Vr+Vh+Vk+Ve+Vc;
```

% Masa inicial

% Datos conocidos

```
R = 0.22057; % [atm L / mol K] (constante de los gases ideales)
Mm = 28; % [g/mol] (masa molar)
T_ini = Te(1); % [K] (temperatura inicial)
P_ini = Pe(1); % [Pa] (presión inicial)
```

% Calcular la masa teórica en [g]

```
masa_teo = P_ini * 9.86e-6 * V_ini * 1000 * Mm / (R * T_ini); % g
```

```
% fprintf('La masa teórica es: %.2f g\n', masa_teo);
```

%Temperaturas medias del último ciclo

```
T_e_media = mean(Te(pto1:pto5));
T_h_media = mean(Th(pto1:pto5));
T_r_media = mean(Tr(pto1:pto5));
T_k_media = mean(Tk(pto1:pto5));
T_c_media = mean(Tc(pto1:pto5));
fprintf('La T de la cámara de compresión es: %.1f[K]\n', T_e_media);
fprintf('La T del kooler es: %.1f [K]\n', T_h_media);
fprintf('La T del regenerador es: %.1f [K]\n', T_r_media);
fprintf('La T del heater es: %.1f [K]\n', T_k_media);
fprintf('La T de la cámara de expansión es: %.1f [K]\n', T_c_media);
```

%Presión media en las cámaras en el último ciclo

```
P_e_media = mean(Pe(pto1:pto5));
P_h_media = mean(Ph(pto1:pto5));
P_r_media = mean(Pr(pto1:pto5));
P_k_media = mean(Pk(pto1:pto5));
P_c_media = mean(Pc(pto1:pto5));

P_pv_t = mean([Pe Pc Ph Pr Pk], 2);
P_pv_e = Pe(pto1:pto5); %Presion exp del penultimo ciclo
P_pv_c = Pc(pto1:pto5); %Presion comp del penultimo ciclo
fprintf('La P promedio es: %.1f [bar]\n', P_e_media/1e5);
```

% Masa promedio último ciclo

```
m_media = mean(masa(pto1:pto5));
fprintf('La masa promedio en FLUENT es: %.8f g\n', m_media*1000);
```

```
% Energía, trabajo y potencias FLUENT
```

```
% Potencias directas de FLUENT
```

```
W_total_fluent = Wpc+Wpe; % [W]
```

```
W_total_fluent_media = mean(W_total_fluent(pto1:pto5));
```

```
W_pc_fluent_media = mean(Wpc(pto1:pto5));
```

```
W_pe_fluent_media = mean(Wpe(pto1:pto5));
```

```
% Potencias directas de FLUENT desfasando la potencia de compresión
```

```
W_pc_desfasado = mean(Wpc(pto0:pto4));
```

```
W_pe_desfasado = mean(Wpe(pto0:pto4));
```

```
W_total_desfaseCom_fluent = W_pc_desfasado+Wpe(pto1:pto5);
```

```
W_total_desfaseExp_fluent = Wpc(pto1:pto5)+W_pe_desfasado;
```

```
W_total_desfaseCom_fluent_media = mean(W_total_desfaseCom_fluent);
```

```
W_total_desfaseExp_fluent_media = mean(W_total_desfaseExp_fluent);
```

```
% fprintf('_____ Trabajos teniendo en cuenta los volúmenes de expansión y compresión  
_____ \n');
```

```
% fprintf('La potencia efectiva del pistón de expansión en FLUENT es: %.2f W\n',
```

```
W_pc_fluent_media);
```

```
% fprintf('La potencia efectiva del pistón de compresión en FLUENT es: %.2f W\n',
```

```
W_pe_fluent_media);
```

```
% fprintf('La potencia efectiva en FLUENT es: %.2f W\n', W_total_fluent_media);
```

```
% fprintf('La potencia del pistón de expansión desfasado es: %.2f W\n', W_pc_desfasado);
```

```
% fprintf('La potencia del pistón de compresión desfasado es: %.2f W\n', W_pe_desfasado);
```

```
% fprintf('La potencia efectiva en FLUENT con expansión desfasada 90 atrás respecto expansión  
es: %.2f W\n', W_total_desfaseCom_fluent_media);
```

```
% fprintf('La potencia efectiva en FLUENT con compresión desfasada 90 atrás respecto  
compresión es: %.2f W\n', W_total_desfaseExp_fluent_media);
```

```
% Calculo la potencia desarrollada por el ciclo (Integral(P dv)/t_ciclo)
```

```
W_pv_e = trapz(V_pv_e,P_pv_e)/(t(pto5)-t(pto1));
```

```
W_pv_c = trapz(V_pv_c,P_pv_c)/(t(pto5)-t(pto1));
```

```
W_pv_total = W_pv_e+W_pv_c;
```

```
fprintf('La potencia efectiva del pistón de compresión del PV es: %.2f W\n', W_pv_e);
```

```
fprintf('La potencia efectiva del pistón de expansión del PV es: %.2f W\n', W_pv_c);
```

```
fprintf('La potencia efectiva total del PV es: %.2f W\n', W_pv_total);
```

```
% fprintf('_____ Trabajo teniendo en cuenta todos los volúmenes _____ \n');
```

```
W_pv_t = trapz(V_pv_t(pto1:pto5),P_pv_t(pto1:pto5))/(t(pto5)-t(pto1));
```

```
% fprintf('La potencia efectiva total del PV es: %.2f W\n', W_pv_t);
```

```
% t transcurrido entre picos foco caliente
```

```
t_ciclo = t(pto1:pto5);
```

```
t1 = t_ciclo(find(Tc(pto1:pto5) == max(Tc(pto1:pto5)), 3));
```

```
t2 = t_ciclo(find(Tc(pto1:pto5) == min(Tc(pto1:pto5)), 3));
```

```
t_picos = t2-t1; % [s]
```

```
cp_n2 = 1.04; % [J/gK];
```

```
format short g;
```

```

Q_picos_mexp = 0.00672*cp_n2*(max(Tc(pto1:pto5))-min(Tc(pto1:pto5)))/t_picos;

Q_picos2_mtotal = 0.093*cp_n2*(max(Tc(pto1:pto5))-min(Tc(pto1:pto5)))/t_picos;
fprintf('El calor total aportado es: %.2f W \n', Q_picos2_mtotal);
fprintf('La efectividad es: %.2f \n', abs(W_pv_total/Q_picos2_mtotal)*100);

% % ENTROPIA
% s_exp = Se(pto1:pto5);
% s_com = Sc(pto1:pto5);
% ts_exp = Te(pto1:pto5);
% ts_com = Tc(pto1:pto5);
% s_total = Se(pto1:pto5)+Sc(pto1:pto5);
% ts_total = mean([Tc(pto1:pto5), Te(pto1:pto5)],2);
%
% % Entropia y temperatura segun Fluent en el último ciclo
% s_total_fluent = S_fluent_total(pto1:pto5);
% ts_total_fluent = mean([Tc(pto1:pto5), Te(pto1:pto5), Th(pto1:pto5), Tk(pto1:pto5),
Tr(pto1:pto5)],2);

```

% CALORES

```

Q_base_comp = mean(Qbc(pto1:pto5)); % Q base com ->800 K
Q_head_exp = mean(Qhe(pto1:pto5)); % Q head exp ->333 K
Q_wall_c = mean(Qwc(pto1:pto5)); % Q wall c --> 800 K
Q_wall_e = mean(Qwe(pto1:pto5)); % Q wall e --> 333 K
Q_wall_heater = mean(Qwh(pto1:pto5)); % Q wall heater (vble entre 333-800)
Q_wall_kooler = mean(Qwk(pto1:pto5)); % Q wall kooler (vble entre 333-800)
Q_wall_regeneration = mean(Qwr(pto1:pto5)); % Q wall regeneration

Q_total = Q_base_comp + Q_head_exp + Q_wall_c + Q_wall_e + Q_wall_heater ...
+ Q_wall_kooler + Q_wall_regeneration;

```

```

Q_total_otro = mean(Qbc(pto1:pto5)+Qhe(pto1:pto5) ...
+Qwc(pto1:pto5)+Qwe(pto1:pto5) ...
+Qwh(pto1:pto5)+Qwk(pto1:pto5) ...
+Qwr(pto1:pto5));

```

%% REPRESENTO TEMPERATURAS

```

figure('Name','T(t) [K]');
title('Temperatura en las cámaras');
hold on;

plot(t,[Te Th Tr Tk Tc]);
legend("$T_c$","$T_k$","$T_r$","$T_h$","$T_e$",'Interpreter', 'latex');
xlabel('tiempo~[s]', 'interpreter', 'latex');
ylabel('Temperatura~[T]', 'interpreter', 'latex');

% Etiquetas con los valores y unidades de temperatura
text(t(pto5), T_e_media, sprintf(' %.2f [K]', T_e_media), 'Color', 'b', 'VerticalAlignment',
'bottom', 'Interpreter', 'latex');

```

```

text(t(pto5), T_h_media, sprintf(' %.2f [K]', T_h_media), 'Color', 'r', 'VerticalAlignment',
'bottom','interpreter','latex');
text(t(pto5), T_r_media, sprintf(' %.2f [K]', T_r_media), 'Color', 'y', 'VerticalAlignment',
'bottom','interpreter','latex');
text(t(pto5), T_k_media, sprintf(' %.2f [K]', T_k_media), 'Color', 'm', 'VerticalAlignment',
'bottom','interpreter','latex');
text(t(pto5), T_c_media, sprintf(' %.2f [K]', T_c_media), 'Color', 'g', 'VerticalAlignment',
'bottom','interpreter','latex');


```

% Líneas horizontales con los valores de las temperaturas medias

```

line([t(pto1) t(pto5)], [T_e_media T_e_media], 'Color', 'b');
line([t(pto1) t(pto5)], [T_h_media T_h_media], 'Color', 'r');
line([t(pto1) t(pto5)], [T_r_media T_r_media], 'Color', 'y');
line([t(pto1) t(pto5)], [T_k_media T_k_media], 'Color', 'm');
line([t(pto1) t(pto5)], [T_c_media T_c_media], 'Color', 'g');


```

%% REPRESENTO PRESION

```

figure('Name','P(t) [Pa]');
title('Presión en las cámaras');
hold on;

plot(t,[Pe Ph Pr Pk Pc]);
legend('$P_c$', '$P_k$', '$P_r$', '$P_h$', '$P_e$', 'Interpreter', 'latex');
xlabel('tiempo~[s]', 'interpreter','latex');
ylabel("Presi\on~[Pa]", 'interpreter','latex');


```

% Etiqueta con los valores y unidades de presión

```

text(t(pto5), P_e_media, sprintf(' %.2f [bar]', P_e_media*1e-5), 'Color', 'b', 'VerticalAlignment',
'bottom','interpreter','latex');
% Línea horizontal con el valor de la presión media
line([t(pto1) t(pto5)], [P_e_media P_e_media], 'Color', 'b');


```

%% REPRESENTO MASA

```

figure('Name','m(t) [kg]');
title('masa total [kg]');
hold on;

plot(t,masa);
xlabel('tiempo~[s]', 'interpreter','latex');
ylabel("masa~[kg]", 'interpreter','latex');
ylim([0 2.5e-3]);
legend('masa~[kg]', 'Interpreter', 'latex');
text(t(pto5), m_media, sprintf(' %.2f [g]', m_media*1e3), 'Color', 'b', 'VerticalAlignment',
'bottom','interpreter','latex');


```

%% REPRESENTO TRABAJO

```

figure('Name','W(t) [W]');
title('Potencia pistones [W]');
hold on;


```

```

plot(t(pto1:pto5), [W_total_fluent(pto1:pto5), Wpc(pto1:pto5), Wpe(pto1:pto5)]);

xlabel('tiempo~[s]', 'interpreter', 'latex');
ylabel("Potencia~[W]", 'interpreter', 'latex');
legend("W_{total}", "W_{pe}", "W_{pc}")

text(t(pto4), W_total_fluent_media, sprintf(' %.2f [W]', W_total_fluent_media), 'Color', 'b',
'VerticalAlignment', 'bottom', 'interpreter', 'latex');
text(t(pto4), W_pc_fluent_media, sprintf(' %.2f [W]', W_pc_fluent_media), 'Color', 'r',
'VerticalAlignment', 'bottom', 'interpreter', 'latex');
text(t(pto4), W_pe_fluent_media, sprintf(' %.2f [W]', W_pe_fluent_media), 'Color', 'y',
'VerticalAlignment', 'bottom', 'interpreter', 'latex');

line([t(pto1) t(pto5)], [W_total_fluent_media W_total_fluent_media], 'Color', 'b');
line([t(pto1) t(pto5)], [W_pc_fluent_media W_pc_fluent_media], 'Color', 'r');
line([t(pto1) t(pto5)], [W_pe_fluent_media W_pe_fluent_media], 'Color', 'y');

%% REPRESENTO P-V Exp y Comp
figure('Name', 'Diagrama PV');
title('Presión [Pa] - Volumen [mm^3]');
hold on;

% Represento PV de cámara de expansión
plot(V_pv_e, P_pv_e);

hold on;

% Represento PV de cámara de compresión
plot(V_pv_c, P_pv_c);

xlabel('$Volumen~[m^3]$', 'interpreter', 'latex');
ylabel("Presión~[Pa]", 'interpreter', 'latex');
legend('$P_c$', '$P_e$', 'Interpreter', 'latex');

% Agregar cuadro de texto con los valores de w_pv_e, w_pv_c y w_pv_tot
text(0.6, 0.8, sprintf('$W_c = %.2f$ [W]', W_pv_e), 'Units', 'Normalized', 'interpreter', 'latex');
text(0.6, 0.75, sprintf('$W_e = %.2f$ [W]', W_pv_c), 'Units', 'Normalized', 'interpreter', 'latex');
text(0.6, 0.7, sprintf('$W_{tot} = %.2f$ [W]', W_pv_total), 'Units', 'Normalized', 'interpreter', 'latex');

%% Represento CFL
% figure('Name', 'Condición CFL');
% title('Condición CFL');
% hold on;
% plot(t, CFL);
% CFL_max = max(CFL(4000:end));
% CFL_min = min(CFL(4000:end));
% yline(CFL_max, 'Color', 'b');
% yline(CFL_min, 'Color', 'b');
% text(t(pto5), CFL_max, sprintf(' %.2f', CFL_max), 'Color', 'b', 'VerticalAlignment',
% 'bottom', 'interpreter', 'latex');

```

```

% text(t(pto5), CFL_min, sprintf(' %.2f', CFL_min), 'Color', 'b', 'VerticalAlignment',
'bottom','interpreter','latex');

%% Represento PV total
figure('Name','Diagrama PV Total');
title("Presión [Pa] - Volumen [mm^3]");
hold on;

%PTO1
V_pv_total_1 = V_pv_t(pto1:pto2);
P_pv_e_1 = P_pv_t(pto1:pto2);
plot(V_pv_total_1,P_pv_e_1, 'r');

%PTO2
V_pv_total_2 = V_pv_t(pto2:pto3);
P_pv_e_2 = P_pv_t(pto2:pto3);
plot(V_pv_total_2, P_pv_e_2, 'y');

%PTO3
V_pv_total_3 = V_pv_t(pto3:pto4);
P_pv_e_3 = P_pv_t(pto3:pto4);
plot(V_pv_total_3, P_pv_e_3, 'g');

%PTO4
V_pv_total_4 = V_pv_t(pto4:pto5);
P_pv_e_4 = P_pv_t(pto4:pto5);
plot(V_pv_total_4, P_pv_e_4, 'b');

legend("Fase de expansi\'on", "Fase de absorci\'on de calor", ...
      "Fase de compresi\'on", "Fase de cesi\'on de calor", 'Interpreter', 'latex');
text(0.6, 0.7, sprintf('$W_{tot} = %.2f$ [W]', W_pv_t), 'Units', 'Normalized', 'interpreter', 'latex');
xlabel('$Volumen~[m^3]$','interpreter','latex');
ylabel("Presi\'on~[Pa]", 'interpreter','latex');
x = V_pv_t(pto1);
y = P_pv_t(pto1);

% Crear la flecha y el texto asociado
text(V_pv_t(pto1)+0.007*V_pv_t(pto1), P_pv_t(pto1)+0.01*P_pv_t(pto1), '1');
text(V_pv_t(pto2)+0.008*V_pv_t(pto2), P_pv_t(pto2)+0.01*P_pv_t(pto2), '4');
text(V_pv_t(pto3)-0.01*V_pv_t(pto3), P_pv_t(pto3)-0.01*P_pv_t(pto3), '3');
text(V_pv_t(pto4)-0.007*V_pv_t(pto4), P_pv_t(pto4)-0.03*P_pv_t(pto4), '2');

%% %REPRESENTO DIAGRAMA TS

% figure('Name','Diagrama TS');
% title('Temperatura [K] - Entropía [J/K mol]');
% hold on;
% plot(s_total_fluent, ts_total_fluent);

%% OTRAS COSAS
% Q_cedido = trapz(s_total_fluent,ts_total_fluent) % J
% P_cedida = Q_cedido/(t(pto5)-t(pto1)) % W

```

% ¿Cuánto calentaría un caudal de agua de 10 L/min a 20°C?

P_cedida_manual = 7000;

% Datos conocidos

m_agua = 10 * 1e-3 / 60 * 997; % kg/s

cp_agua = 4186; % J/gK

T_entrada = 40 + 273; % K

% Solución para T_salida

T_salida = T_entrada + (Q_picos2_mtotal*4 / (m_agua * cp_agua))-273;

% Mostrar el resultado

fprintf('La temperatura de salida del agua (T_salida) es: %.2f °C\n', T_salida);

fprintf('El salto de temperaturas es: %.2f \n', T_salida-T_entrada+273);