

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA

INSTITUTO DE INGENIERIA

MAESTRÍA Y DOCTORADO EN CIENCIAS E INGENIERÍA



Desarrollo de un sistema de generación eléctrica de colector solar de disco parabólico con motor Stirling

TESIS QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
DOCTOR EN INGENIERÍA

PRESENTA:

RICARDO BELTRÁN CHACÓN

DIRECTOR DE TESIS:

DR. NICOLÁS VELÁZQUEZ LIMÓN

MEXICALI, BAJA CALIFORNIA, AGOSTO 2011

Dedicatoria

Con humildad te dedico este trabajo, a ti Padre, creador mío, por tu constante generosidad en mi vida, de lo cual este trabajo es evidencia.

Con gusto te dedico también este fruto de mis estudios a ti Jesús, el hijo sempiterno y mi hermano mayor, en agradecimiento por tu siempre reconfortante y motivadora cercanía, por tu paciencia y para tu gloria Señor.

A ti Santo Espíritu, mi protector, sostén, inspirador, en agradecimiento por todas las veces que llame y escuchaste.

A esa maravillosa mujer que Dios tuvo a bien a darme como formadora, educadora, guía, ejemplo y consuelo, para ti mi bellísima madre Carmen, por todas tus oraciones que ahora me han permitido ser lo que soy. Que descanses en Dios por siempre.

A ti papa, por tu indeleble y grandísimo ejemplo de hombre, padre y proveedor, por tus incontables esfuerzos a través de los cuales me demuestras tu amor.

Con gusto y gratitud para toda mi familia y amigos por su amor y afecto, por sus oraciones, por su apoyo y por mil cosas más.

Agradecimientos

Al Dr. Nicolás Velázquez Limón, por su sincero esfuerzo y dedicación para mi formación profesional y humana.

A mis tíos José Socorro Chacón Aguilar, Gerardo Osuna, Jaime Sotelo, Oscar Sepúlveda, Estela Chacón por su apoyo, asistencia, trabajo y materiales brindados.

A la profesora Juliana Camacho Castro y José Rojeno, de la escuela de artes.

A mis compañeros Dr. Daniel Saucedo, Dr. Néstor Santillán, M.C Adolfo Rúelas, M. C. Ulises Castro, M. C. Efrén Rúelas, M. C. Yair Castro, Ing. Miguel Ángel Ramírez, Ing. Pedro Rosales, Ing. Fernando Lara Chávez, Ing. José Luis Carmona, Ing. Oliver Castañeda, Ing. Armando Pérez, Ing. Sayuri Kiyota, Ing. Irene Carrillo, Ing. Gustavo Diosdado, Ing. Francisco Aguilar, Ing. Thomas Prieto, Ing. Alfredo Viera, Ing. José Carlos Franco, Ing. Luis Martin del Campo, Ing. José Ángel, Ing. Eliseo Temish Velasco, por su apoyo y tiempo dedicados.

A mis amigos Víctor Hugo Rivera e Ing. Héctor Raúl Kondo por su disponible ayuda.

A mis profesores Dra. Gisela Montero, Dr. Ricardo Gallegos, Dr. Israel Saucedo, Dr. Oscar Jaramillo, T. S. Juan Alcantar, T. S. Rodrigo del laboratorio de mecánica, al Dr. Jesús Fráncico Sosa, Dr. Aníbal Luna, Ing. Jesús García,

A Cesáreo Sánchez López, Gerardo y Mario de Servicios Técnicos Especializados, a Javier Medina del taller Américas, al Sr. Cipriano Fernández de Industrial de Procesos Metálicos, a Alejandro del taller Tormex, a Heriberto Valenzuela de SIGASA, a Mónica Pérez de AISI, a José López “el brother” de Kenworth por sus conocimientos, apoyo, trabajo y servicios brindados. A la familia Fimbres y a la empresa Skyworks, por la donación de equipos para la realización del proyecto.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología por la beca otorgada para la realización de este estudio doctoral y por el proyecto apoyado CONAVI-2009-01-127156.

A todas las personas y organizaciones que de alguna manera contribuyeron a la realización de este proyecto.

Resumen

Los daños ambientales asociados a los modos de generación eléctrica convencionales demandan el desarrollo de tecnologías sustentables, dentro de las cuales destaca el sistema de disco y motor Stirling por su máxima eficiencia de conversión solar a eléctrica. Conociendo que una de las limitaciones para el uso extensivo de esta tecnología es su alto costo de inversión; se investigó la reducción de dicho costo mediante la sustitución del tipo de enfriamiento convencional del tipo indirecto agua-aire por un sistema con enfriamiento directo aire-aire. Para realizar el estudio se desarrolló un simulador numérico de los principales componentes que conforman el sistema; concentrador solar, receptor de cavidad, motor de ciclo Stirling y enfriador aire-aire.

Se realizó una validación del simulador utilizando datos teóricos y experimentales reportados en la literatura, de donde se obtuvieron resultados satisfactorios. Se propone además una metodología, criterios de diseño y estudio paramétrico que en conjunto sirven como una herramienta de diseño integral y análisis para este tipo de tecnología.

Los resultados obtenidos indican que es posible lograr una eficiencia de conversión de energía térmica a mecánica de hasta 31.7%, lo que demuestra teóricamente el potencial de esta tecnología en bajas capacidades. Se encontró que con una capacidad de 1 kW, el costo nivelado de generación de energía eléctrica resulta en \$2.10 por unidad de kilowatt-hora, sin embargo es necesario producir el sistema en grandes volúmenes con motores con una capacidad de 1.2 kW para alcanzar una relación beneficio/costo igual a 1.

El sistema propuesto es técnicamente atractivo y competitivo como alternativa sustentable para la generación de energía eléctrica en bajas capacidades, no obstante aún presenta retos en cuestión de reducción de costos y estrategias de penetración en el mercado.

Abstract

The environmental damage associated with conventional power generation methods requires the development of sustainable technologies, among which stands out the Stirling/dish system for his maximum efficiency. Knowing that one of the limitations to the extensive use of this technology is its high investment cost, the reduction of such costs by replacing conventional water cooled engine by a air cooled engine is investigated.

In order to carry on the study, a numerical simulation of the main components that make up the system; the solar concentrator, the receiver cavity, the Stirling cycle engine and the air-air cooler system, was developed. A validation for the numerical simulation was performed by using theoretical and experimental data that are reported in the literature, and it shows that the results were satisfactory.

It is also proposed a methodology, a design criteria and a parametric study, which together provide a tool for the design and integration of this kind of technology. The findings indicate that it is possible to achieve the efficiency for the conversion of the thermal energy to mechanical energy close to 31.7%, showing that the theoretical potential of this technology is for at least up to the capacity of 1.5 kW.

It was found that with a capacity of 1 kW, the levelized cost of electricity generation is at \$ 2.10 per unit kilowatt-hour, however it is necessary to produce the system in large scale with engines with a capacity of 1.2 kW to achieve a relationship benefit / cost equal to 1.

The proposed system is technically attractive and sustainable as a competitive alternative to generate electricity at low capacities, but it still presents challenges in a matter of cost reduction strategies and market penetration.

Índice

Resumen.....	iv
Lista de Figuras.....	viii
Lista de Tablas	xiii
1 Introducción.....	2
1.1 Problemática y justificación del proyecto	3
1.2 Antecedentes	4
1.3 Hipótesis	10
1.4 Objetivos.....	11
1.5 Organización de la tesis.....	11
Referencias.....	12
2 Energía Solar y Sistemas de Generación Eléctrica	
Termosolar.....	15
2.1 Fundamentos de energía solar	14
2.2 Disponibilidad del recurso solar	15
2.3 Sistemas de generación eléctrica termosolar.....	16
2.4 Termodinámica y tecnología del motor Stirling.....	25
Referencias.....	56
3 Estudio y Diseño del Sistema Propuesto	63
3.1 Nomenclatura.....	64
3.2 Descripción y ventajas del sistema.....	69
3.3 Modelo matemático y algoritmo de solución.....	72
3.4 Descripción del simulador desarrollado.....	88
3.5 Validación del simulador	92
3.6 Estudio paramétrico.....	96

3.7 Diseño del sistema propuesto.....	105
Referencias	149
4 Construcción y resultados preliminares	151
4.1 Construcción	151
4.2 Evaluación óptica del concentrador solar.....	158
5 Factibilidad económica	160
5.1 Indicadores financieros	160
5.2 Descripción del análisis.....	162
5.3 Costo del proyecto	165
5.4 Características del proyecto.....	168
5.5 Impacto ambiental.....	169
5.6 Referencias	169
6 Conclusiones	176
6.1 Conclusiones.....	176
6.2 Recomendaciones.....	178
Glosario de términos.....	180

Lista de Figuras	
Figura 1.1. Motor Stirling Philips MP1002CA.....	6
Figura 1.2. Sistema Advanco/Vanguard de 25 kW.....	6
Figura 1.3. Sistema Schlaich Bergermann and Partner.....	7
Figura 1.4. Sistema SAIC/STM de 25 kW instalado en Phoenix, Arizona.....	7
Figura 1.5. Sistema ADDS para operación remota.....	8
Figura 1.6. Sistema Suncatcher.....	8
Figura 1.7. Sistema PowerDish producido por Infinia Corp.	9
Figura 1.8. Proyecto EuroDish instalado en Odellio, Francia.....	9
Figura 2.1 Espectro solar de referencia ASTM G173-03.....	15
Figura 2.4. Chimenea solar instalada en Manzanares, España.....	18
Figura 2.5. Planta de generación eléctrica solar de 354 MW.....	20
Figura 2.6. Prototipo Solarmundo en Liege, Bélgica.....	22
Figura 2.7. Planta de torre central en Barstow, California.....	23
Figura 2.8. Visualización de una de las torres de MTSA.....	25
Figura 2.9. Ciclo ideal Stirling.....	29
Figura 2.10. Motor Sunmachine Pellet.....	51
Figura 2.11. Cryogenerador SPC-4T.....	52
Figura 2.12. Motor Stirling Kockums 4-95.....	52
Figura 2.13. Prototipo Stirling Radioisotope Generator (SRG).	53
Figura 2.14. Vista esquemática del motor experimental V4X2.....	55
Figura 3.1 Esquema óptico del concentrador solar y receptor de cavidad.....	70
Figura 3.2. Diagrama esquemático del motor Stirling.	70
Figura 3.3. Diagrama del algoritmo de la secuencia de solución del modelo matemático del sistema.	85
Figura 3.4 Diagrama del algoritmo del modelo de segundo orden para el motor Stirling.	86

Continuación lista de figuras

Figura 3.5. Diagrama del algoritmo de la secuencia de solución del receptor de cavidad.	87
Figura 3.6. Diagrama del algoritmo de la secuencia de solución del enfriador.	88
Figura 3.7. Resumen de las pérdidas internas del motor.	90
Figura 3.8. Gráfica presión-volumen del gas de trabajo dentro del motor.	91
Figura 3.9. Eficiencias de los principales componentes del sistema Disco/Stirling.	91
Figura 3.10. Degradación de la energía útil a través del sistema de Disco/Stirling.	92
Figura 3.11. Gráfica de la trayectoria de partículas de masa del gas de trabajo en el motor.	93
Figura 3.12. Comparación del modelo del factor de intercepción vs resultados experimentales.	94
Figura 3.13. Comparación de las pérdidas térmicas por convección obtenidas por el modelo vs resultados experimentales.	94
Figura 3.14. Flujo de calor suministrado al motor Stirling.	95
Figura 3.15. Potencia producida por el motor.	96
Figura 3.16. Influencia del ángulo de borde del disco sobre la concentración geométrica y el ancho de la imagen solar en el plano focal correspondiente a un error total de 8 mrad.	97
Figura 3.17. Influencia de la radiación y del diámetro de apertura de la cavidad sobre el flujo de calor transferido hacia el motor, indicando las máximas temperaturas del calentador.	98
Figura 3.18. Influencia de la velocidad del viento sobre el flujo de calor hacia el motor y la eficiencia del receptor.	99
Figura 3.19. Influencia de la temperatura ambiente sobre el flujo de calor transferido al motor y la eficiencia térmica del receptor.	99
Figura 3.20. Influencia de la velocidad del motor sobre la potencia y eficiencia.	101

Continuación lista de figuras

Figura 3.21. Influencia de la presión media de trabajo sobre la potencia y eficiencia del motor.	101
Figura 3.22. Influencia de las variables de diseño del motor sobre la potencia y eficiencia del motor.	104
Figura 3.23. Influencia de las variables de diseño de la parte externa del enfriador sobre la potencia eléctrica útil producida y la eficiencia del motor.	106
Figura 3.24. Punto de diseño del diámetro de apertura del receptor de cavidad.	108
Figura 3.25. Influencia del diámetro de apertura sobre el comportamiento térmico del receptor de cavidad.....	109
Figura 3.26. Influencia del diámetro del cilindro de expansión sobre los flujos de calor y potencia en el motor.....	115
Figura 3.27. Influencia del diámetro del cilindro de expansión sobre el comportamiento térmico.	116
Figura 3.28. Influencia de la carrera del pistón sobre la potencia del motor.....	117
Figura 3.29. Influencia del ángulo de desfase sobre la presión y flujo másico..	118
Figura 3.30. Influencia del ángulo de desfase sobre la potencia y eficiencia del motor.	119
Figura 3.31. Influencia del ángulo de desfase y de la irradiancia directa sobre la potencia básica y temperatura de expansión.....	120
Figura 3.32. Influencia de la longitud del desplazador sobre el comportamiento térmico del motor.	121
Figura 3.33. Influencia del diámetro interno de los tubos de calentador sobre el flujo de calor transferido hacia el motor.	123
Figura 3.34. Evaluación de propuestas de calentador y su influencia sobre la eficiencia del receptor y motor.	124
Figura 3.35. Influencia del volumen en la conexión del calentador sobre el motor.	125

Continuación lista de figuras

Figura 3.36. Influencia del volumen en la conexión del calentador sobre la potencia.	125
Figura 3.37. Influencia del diámetro de la matriz del regenerador sobre la potencia del motor.....	127
Figura 3.38. Influencia del diámetro del regenerador sobre las pérdidas térmicas y los flujos de calor en el calentador y enfriador.....	128
Figura 3.39. Influencia del número y diámetro del regenerador sobre la potencia.....	129
Figura 3.40. Influencia de la longitud del regenerador sobre la potencia del motor. ..	130
Figura 3.41. Influencia del tamaño de la malla sobre la potencia del motor.	131
Figura 3.42. Influencia del tamaño de la malla sobre las pérdidas térmicas.	131
Figura 3.43. Influencia del espesor de los alambres de la malla sobre la potencia y las pérdidas térmicas.	132
Figura 3.44. Influencia del diámetro interno de los tubos del enfriador sobre la potencia.	134
Figura 3.45. Influencia del número de tubos del enfriador sobre la potencia del motor.	134
Figura 3.46. Influencia de la longitud de los tubos del enfriador sobre la potencia.....	136
Figura 3.47. Influencia del volumen muerto extra sobre la potencia.	137
Figura 3.48. Influencia del número de filas de tubos del enfriador de tubo y aleta.	138
Figura 3.49. Influencia del número de filas de tubos del enfriador sobre la temperatura de compresión.	139
Figura 3.50. Influencia de la separación entre aletas sobre la potencia eléctrica útil.	140
Figura 3.51. Influencia de la separación entre aletas sobre la temperatura de compresión.	140
Figura 3.52. Influencia de la separación transversal de los tubos sobre la potencia eléctrica útil.	141
Figura 3.53. Influencia del espesor de las aletas sobre la potencia eléctrica máxima....	142

Continuación lista de figuras

Figura 3.54. Influencia del diámetro del tubo del enfriador sobre la potencia.....	144
Figura 3.55. Influencia del diámetro de los tubos del enfriador sobre el comportamiento térmico.	145
Figura 3.56. Influencia del número de baffles sobre la velocidad del agua.	146
Figura 3.57. Influencia del número de baffles sobre la potencia de la bomba de agua.	146
Figura 3.58. Influencia del calor suministrado y longitud de los tubos del enfriador sobre la potencia eléctrica útil máxima <i>W_{et}</i>	147
Figura 4.1. Concentrador solar de fibra de vidrio de 3.2 m.	152
Figura 4.2. Montaje del concentrador solar y actuadores lineales para el sistema de seguimiento en dos ejes.....	152
Figura 4.4. Vista del interior del bloque del motor utilizado.....	153
Figura 4.5. Vista externa del bloque del motor sin los componentes.....	153
Figura 4.6. Vista de la extensión del cilindro (contenedor del desplazador).	154
Figura 4.7. Vista frontal del calentador.....	154
Figura 4.8. Vista del regenerador.....	156
Figura 4.9. Vista de las mallas metálicas de la matriz del regenerador.....	156
Figura 4.10. Vista del enfriador de tubo y coraza.	157
Figura 4.11. Montaje del sistema de carga de gas del motor.	157
Figura 4.12. Vista del motor con el sistema de arranque.	158
Figura 4.13. Montaje para la evaluación óptica pre-eliminar del concentrador solar.	158
Figura 4.14. Distribución de los puntos del láser sobre el plano focal.....	159

Lista de Tablas

Tabla 3.1 Información de entrada y salida del simulador.....	89
Tabla 3.2. Afectación de las variables de diseño sobre el rendimiento del motor.....	103
Tabla 3.3. Influencia de las variables de diseño de la parte externa del enfriador sobre potencia eléctrica útil y la eficiencia del motor.....	105
Tabla 3.4. Relación entre el volumen muerto y el volumen barrido.....	113
Tabla 3.5. Relación de diámetro de cilindro y carrera del pistón.....	114
Tabla 3.6. Número de tubos del enfriador en función del diámetro de la coraza.	145
Tabla 3.7. Dimensiones, parámetros y variables de salida del simulador.	148
Tabla 5.1. Parámetros y datos para el análisis económico.....	164
Tabla 5.2. Generación eléctrica anual del sistema.....	164
Tabla 5.3. Tasa interna de retorno del sistema	165
Tabla 5.4. Costo nivelado de producción para bajo nivel de producción.....	166
Tabla 5.5. Costo nivelado de producción para nivel de producción masivo.	167
Tabla 5.6. Relación de Beneficio/Costo del sistema.....	167
Tabla 5.7. Tiempo de recuperación de la inversión.....	167
Tabla 5.8. Grado de impacto del sistema sobre el medio ambiente.	169

1

Introducción

“Los problemas más importantes y urgentes de la tecnología de hoy en día ya no son las satisfacciones de las necesidades primarias o de los deseos arquetípicos, sino de la reparación de los males, daños y perjuicios causados por la tecnología de ayer.”

Dennis Gabor - 1979

1.1 Problemática y justificación del proyecto

1.2 Antecedentes

1.3 Hipótesis

1.4 Objetivos

Generales

Específicos

1.5 Organización de la tesis

Referencias

En las últimas décadas el desarrollo y abuso de tecnologías basadas en combustibles fósiles no solamente ha afectado la calidad del aire, también ha contaminado suelos, ríos y mares, ha provocado daños a la atmósfera y también ha traído consigo un problema social, debido a que el agotamiento de los recursos no renovables limita las posibilidades de desarrollo socio-económico de los países que no cuentan con estos recursos. Esta situación demanda entre otras acciones el desarrollo de nuevas tecnologías para satisfacer las necesidades de abastecimiento energético. El retorno al aprovechamiento de la energía solar representa hoy en día una de las principales tendencias verdaderamente sustentables.

1.1 Problemática y justificación del proyecto

El desarrollo del ser humano requiere satisfacer diversas necesidades básicas como la auto-conservación y la adaptación a su entorno. Para algunas actividades tales como la industria, la agricultura, el transporte, el acondicionamiento de espacios, las comunicaciones y la disposición de residuos; la disponibilidad de energía eléctrica resulta ser un recurso indispensable. Por tal motivo continuamente se está en busca de medios para disponer de energía mediante procesos y tecnologías económicamente redituables. No obstante basar los sistemas de generación de electricidad en la explotación de los combustibles como el petróleo, el carbón y el gas natural ha traído consecuencias adversas para el medio ambiente y para las economías que no cuentan con dichos recursos.

Una de las soluciones a la problemática anterior es el desarrollo de tecnología que permita aprovechar fuentes de energías renovables; y de manera particular mejorar el desempeño, confiabilidad y vida útil, así como disminuir el costo de dichas tecnologías, para que sean económicamente atractivas en el mercado actual y que permitan emigrar hacia sistemas de generación de energía ecológicamente renovables y sustentables.

La tecnología de motor Stirling resulta de gran interés debido a su alta eficiencia de conversión solar-eléctrica, (Thombare and Verma 2008; Parlak, Wagner et al. 2009) así como su potencial para producir bajas emisiones cuando opera con combustibles, además de su capacidad de operar con diversas fuentes térmicas y su operación silenciosa. Sin embargo su alto costo de manufactura, peso y dificultad de sellado del gas de trabajo ha impedido su amplia utilización (Koichi Hirata 1999; Ercan Ataer and Karabulut 2005).

Bajo este contexto se propone como alternativa de solución a esta problemática, la utilización de sistemas de generación eléctrica termosolares con motores Stirling enfriados por aire, debido a que este modo de enfriamiento permite reducir el peso y costo de los motores de baja capacidad (Pulkrabek 2004) y aumentar la confiabilidad del sistema. Se propone utilizar gas nitrógeno como fluido de trabajo del motor, a través del cual se busca reducir los problemas del sellado. El sistema

propuesto representa además una alternativa para la disponibilidad de energía eléctrica en zonas alejadas de la red eléctrica, debido a su capacidad de operar en forma independiente.

Los factores más importantes en la potencialidad del impacto social del presente trabajo consisten en:

- La satisfacción de la demanda de energía eléctrica en horarios críticos principalmente.
- La generación de energía eléctrica por medio de sistemas sustentables, con un bajo impacto ambiental.
- La disponibilidad de energía eléctrica para zonas o poblaciones alejadas de la red eléctrica.
- La reducción de la contaminación del entorno mediante la disminución del uso de combustibles fósiles.
- La eliminación de la necesidad del transporte de la energía eléctrica mediante el cableado (en el aspecto económico y arquitectónico) en zonas sin red eléctrica.
- La eliminación de la necesidad de estaciones y subestaciones para el transporte y acondicionamiento de la energía eléctrica.
- La generación de conocimiento que impulse el desarrollo de este tipo de tecnologías.
- El aprovechamiento del abundante recurso solar en la localidad y la concientización sobre el uso de sistemas de generación eléctrica sustentables.

1.2 Antecedentes

El motor Stirling fue patentado por el reverendo Robert Stirling en 1816 (Finkelstein and Organ 2001) y su aplicación pretendía sustituir la utilización de los inseguros motores de vapor comúnmente usados para diferentes necesidades. El posterior desarrollo del motor de combustión interna y el motor eléctrico reemplazó rápidamente la utilización del motor Stirling. La ausencia de esta

tecnología continuó hasta 1973 cuando los laboratorios de investigación de Philips en Eindhoven, retomaron esta tecnología y comenzaron la nueva generación tecnológica de los motores Stirling, mediante el desarrollo de moto-generadores (Walker 1980) como el mostrado en la Figura 1.1.

Los modernos motores Stirling de alto desempeño usualmente operan con fluidos de trabajo como el hidrógeno y el helio a temperaturas superiores a los 973 K y a presiones de hasta 200 bar. Las eficiencias de conversión de los mejores motores Stirling es de aproximadamente 40% (Kreith and Goswami 2007). A partir de 1984 se obtuvieron los primeros sistemas y componentes que representaron un avance significativo en la tecnología de disco parabólico y motor Stirling, con fines de comercialización, de donde destacan los siguientes sistemas que brevemente se describen a continuación.

A. El sistema Vanguard de 25 kW construido por Advanco (1982-1985) mostrado en la Figura 1.2. El sistema utilizaba un disco de 10.5 m compuesto por facetas de vidrio, un receptor iluminado directamente y el motor United Stirling 4-95 Mark II, el cual presentó problemas de vibración y fugas de gas, requiriendo un suministro de hasta 0.1 m³ por hora de hidrógeno, no obstante logró un record en eficiencia de conversión solar a eléctrica de 29.4% (Mancini 1997).

B. La compañía Schlaich Bergermann and Partner (SBP) de Alemania desarrolló sistemas de disco y motor Stirling desde mediados de la década de 1980, el sistema mostrado en la Figura 1.3 utiliza un concentrador de membrana tensionada y el motor V-161 construido por SOLO Kleinmotoren GmbH de Stindelfingen, Alemania. Esta tecnología se utilizó en el sistemas DISTAL I con una capacidad nominal de 9 kW en la plataforma solar de Almería, España con una disponibilidad de 90% y una eficiencia pico de conversión solar a eléctrica de 20% (Mills 2004). Dicho sistema ha acumulado más de 13 000 horas sin problemas operativos y más de 30 000 horas de operación solar en la plataforma solar de Almería (Diver R. B. 2001). Estos sistemas pretenden una significativa reducción de los costos a cambio de menores rendimientos (Romero 2001).



Figura 1.1. Motor Stirling Philips MP1002CA.

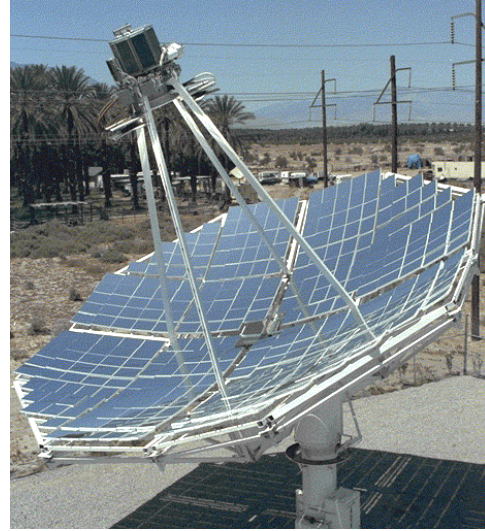


Figura 1.2. Sistema Advanco/Vanguard de 25 kW.

Una versión modificada del motor fue evaluada en el sistema DISTAL II demostrando que es el motor con la tecnología más madura y confiable en la clase de 10 kW (Baumüller 1997). El sistema aprovechaba los concentradores de faceta tensionada, los cuales cuentan con la ventaja de tener buenas propiedades ópticas y una buena rigidez, aunque tenía altos costos de transporte y ensamble en el sitio (Wolfgang Schiel 2003).

C. Otro de los sistemas con buen grado de desarrollo fue el construido por Science Applications International Corporation (SAIC) en 1994, el cual utilizaba el motor III 4-120 de 25 kW construido por Stirling Thermal Motors (STM) y un concentrador compuesto por un arreglo de 16 facetas espejo hechas de membranas tensionadas como se muestra en la Figura 1.4. Aunque la eficiencia propia del motor era de 36.1%, las pérdidas del reflector, receptor, transmisión y generador reducían la eficiencia global a poco menos de 21% (Masters 2004). El sistema era capaz de operar con varios tipos de combustibles, entre ellos biogás obtenido a partir de rellenos sanitarios; no obstante el concentrador solar de múltiples facetas presentaba dificultad para mantener alineadas las facetas, lo cual dificultaba considerablemente la operación en modo solar.



Figura 1.3. Sistema Schlaich Bergermann and Partner.



Figura 1.4. Sistema SAIC/STM de 25 kW instalado en Phoenix, Arizona.

D. El proyecto Advanced Dish Development System (ADDS) mostrado en la Figura 1.5 se desarrolló con el objetivo de introducir la tecnología de generación eléctrica termosolar en zonas remotas para el bombeo de agua y electrificación rural, mediante la operación autónoma y mantenimiento mínimo. El diseño utiliza el concentrador y controles de la firma WGAssociates y la unidad de conversión Stirling SOLO 161. La mayoría de los incidentes encontrados estaban asociados con el software de los controles del motor y concentrador. Las principales fallas del motor se manifestaban como fugas de helio debidas a procedimientos inadecuados, mientras que la vibración inducida por el motor reducía la confiabilidad debido al impacto sobre el material del aislamiento térmico de alta temperatura. Para su corrección se recurrió a un nuevo diseño del aislamiento de la cavidad y la prueba de un equilibrador dinámico para reducir la vibración en la fuente (Diver R. B. 2001).

E. El sistema de disco/Stirling construido por McDonnell Douglas Aerospace operó desde 1985 hasta 1988; actualmente los derechos del sistema pertenecen a la empresa Stirling Energy System, la cual ha continuado con su desarrollo bajo el nombre comercial de Suncatcher, contando actualmente con más de 50 000 horas de operación y un nuevo record de eficiencia neta de 31.25% (Burroughs 2008) mientras que la eficiencia usual es de 25-26% (Clarke 2010), siendo este uno de los sistemas con mas cercanía al nivel comercial. El sistema Suncatcher se observa en

la Figura 1.6 utiliza un concentrador solar con diseño radial el cual soporta a las facetas de espejo curvadas y un motor completamente modificado. Los objetivos del desarrollo de esta empresa son aumentar el desempeño, la confiabilidad, la vida del sistema y reducir su costo.

El sistema PowerDish pertenece a la empresa Infinia Corp. y cuenta con un motor Stirling de pistón libre con una capacidad 3 kW, que logra una máxima eficiencia de 24%. Dicho motor (mostrado en la Figura 1.7) utiliza un sistema de enfriamiento de ciclo cerrado del tipo automotriz. El voltaje y frecuencia del motor son medidos y ajustados automáticamente de acuerdo a los voltajes en las terminales de la red eléctrica lo que le permite operar a 50 Hz y 60 Hz (Infinia 2010).

En el ramo de los motores de pistón libre, se tiene el prototipo del motor EG-1000 de la empresa Sunpower, el cual logra una eficiencia de 32% operando con un quemador de propano y utilizando enfriamiento por agua (Sunpower 2005).

En el proyecto Eurodish (mostrado en la Figura 1.8) fue llevado a cabo por España y Alemania, en donde se diseñaron y construyeron dos prototipos, con los cuales se pretendió abordar los siguientes aspectos (Keck T. 2003):



Figura 1.5. Sistema ADDS para operación remota.



Figura 1.6. Sistema Suncatcher



Figura 1.7. Sistema PowerDish producido por Infinia Corp.

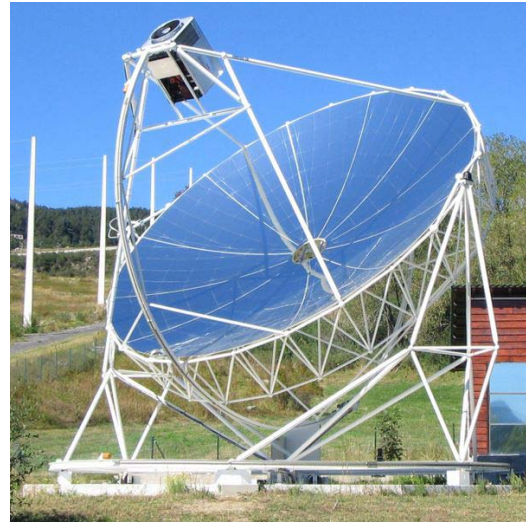


Figura 1.8. Proyecto EuroDish instalado en Odellio, Francia.

1. Reducción del costo de los componentes mediante la identificación de elementos de uso estándar en la industria.
2. Desarrollo de un nuevo sistema de fabricación para el disco concentrador (se ha abandonado la tecnología de membrana tensionada y se ha utilizado un sistema de moldes y material “compuesto”).
3. Mejora del motor Stirling, especialmente de aquellos componentes utilizados en la cavidad que reciben la energía solar concentrada.
4. Desarrollo de un nuevo procedimiento optimizado para el montaje del sistema sin la necesidad de requerir una grúa.

Aunque existen más desarrollos de sistemas de disco y motor Stirling, a través de esta revisión es posible apreciar el interés sobre el desarrollo en diversos aspectos y componentes del sistema y agregar que el modo de enfriamiento en estos sistemas es un sistema semejante al automotriz que utiliza agua como fluido intermedio. Este tipo de enfriamiento desde luego es utilizado para aumentar la diferencia de temperatura del gas dentro del motor y aumentar su eficiencia.

Se observa que generalmente las capacidades de estos sistemas son de 25 kW y debajo de esta capacidad prácticamente solo existen dos sistemas, el de 10 kW de la firma SBP

y el PowerDish de 3 kW de la compañía Infnia Corp. Aunque este último sistema es de una capacidad baja en comparación a los demás, también incorpora un sistema de enfriamiento del tipo automotriz el cual requiere de una bomba de agua, un intercambiador de calor agua-aire y tuberías entre otros accesorios, lo que incrementa los requerimientos y el costo del sistema.

Es por tal motivo que se explora la potencialidad del enfriamiento directo por aire en motores Stirling de baja capacidad con la finalidad de reducir el número de equipos, el costo y aumentar la confiabilidad.

1.3 Hipótesis

1. Un motor de ciclo Stirling puede ser diseñado para ser enfriado por aire y lograr una capacidad y eficiencia aceptable para fines de auto-abastecimiento.
2. Las ventajas técnicas y económicas de utilizar el enfriamiento directo por aire pueden aportar importantes ventajas que impulsen la amplia utilización de los motores Stirling, principalmente para generación de energía eléctrica.
3. La integración de los intercambiadores de calor que conforman el motor Stirling pueden llevarse a cabo reutilizando componentes disponibles comercialmente.
4. Es técnicamente posible y energéticamente eficiente utilizar un motor Stirling enfriado por aire, en un sistema para la generación eléctrica activado por energía solar mediante un concentrador de disco parabólico.
5. Un sistema de generación eléctrica termosolar de disco parabólico con motor Stirling enfriado por aire, puede ser una alternativa atractiva para la generación de energía eléctrica en bajas capacidades.

1.4 Objetivos

General

Desarrollar tecnología patentable de disco y motor Stirling, con innovaciones que permitan reducir el costo de inversión y mantenimiento, principalmente en rangos de baja capacidad (1 – 5 kW) y de manera particular mediante la utilización de un sistema enfriado directamente por aire.

Específicos

1. Analizar las diferentes configuraciones de motores Stirling, seleccionar la más adecuada y realizar su diseño para su operación con energía solar.
2. Desarrollar un simulador numérico como herramienta de diseño, evaluación y optimización de este tipo de sistemas.
3. Validar el simulador numérico con resultados reportados en la literatura.
4. Realizar una propuesta de sistema que utilice equipos disponibles comercialmente para facilitar la construcción y reducir el costo.
5. Diseñar los intercambiadores de calor del motor Stirling, de manera particular el calentador, regenerador y enfriador, considerando la utilización de un mecanismo de cilindro y pistón de un motor de combustión interna, nitrógeno como gas de trabajo y un concentrador solar de 3.2 m de diámetro.
6. Ampliar y difundir los conocimientos y herramientas que faciliten el desarrollo y perfeccionamiento de esta tecnología.
7. Patentar el concepto de la tecnología, así como su modo de operación, principalmente para su aplicación en sistemas de baja capacidad.

1.5 Organización de la tesis

La secuencia del contenido de esta tesis representa en buena manera la metodología utilizada para el desarrollo de este trabajo, la cual se describe brevemente a continuación.

El capítulo 2 presenta los fundamentos para la mejor comprensión y abordaje del estudio. Se describe la naturaleza de la energía solar, las principales tecnologías de generación eléctricas termosolares y se explican algunas de las particularidades de la tecnología de motor Stirling.

En el capítulo 3 se describe la propuesta de la tecnología que se plantea desarrollar y el modelo matemático de cada uno de los principales componentes del sistema: concentrador solar de disco parabólico, receptor de cavidad y motor Stirling con enfriamiento por aire (tubo y aleta) o agua (tubo y coraza). Se describen brevemente las principales funciones con las que cuenta el simulador desarrollado, además de la validación del modelo, la cual fue realizada utilizando resultados teóricos y experimentales de diversos sistemas disco/Stirling reportados en la literatura. Este capítulo también incluye un estudio paramétrico de cada una de las variables de diseño consideradas para el sistema completo así como un análisis y discusión de los comportamientos operativos en base a los cuales se establecieron las dimensiones y especificaciones para su construcción.

El capítulo 4 contiene una descripción fotográfica del avance de la construcción del sistema y los detalles de la tecnología propuesta.

En el capítulo 5 se presenta un breve estudio de factibilidad económica con la finalidad de estimar el potencial de aplicación del proyecto y evaluar los principales parámetros que influyen sobre la rentabilidad económica y costo del sistema.

Finalmente en el capítulo 6 se presentan las principales conclusiones de este trabajo. Destacando la utilización del simulador matemático como herramienta de diseño y la factibilidad económica del proyecto.

Referencias

Baumüller, A., Schiel, W. (1997). Single acting 10 kWel Stirling engine Application and results. Proceedings of the 8. International Stirling Engine Conference, University of Ancona, Italy.

- Burroughs, C. (2008). Record-setting solar power. D. o. E. N. N. S. Administration. Albuquerque, N.M.
- Clarke, E. (2010). Stirling dish technology: Not all hot air. CSP Today. London.
- Diver R. B., A. C. E., Scott R. K., Goldberg V., Thomas G. (2001). The advanced dish development system project. Proceedings of Solar Forum 2001: Solar Energy: The Power to Choose, Washington, DC.
- Ercan Ataer, Ö. and H. Karabulut (2005). "Thermodynamic analysis of the V-type Stirling-cycle refrigerator." International Journal of Refrigeration **28**(2): 183-189.
- Infinia. (2010). "Infinia PowerDish." from <http://www.infiniacorp.com/powerdish.html>.
- Keck T., S. W. (2003). EnviroDish and EuroDish System and Status. ISES Solar World Congress 2003, Göteborg, Sweden.
- Koichi Hirata, S. I. (1999). Study on Design and Performance Prediction Methods for Miniaturized Stirling Engine. Small engine technology conference & exposition. Madison, WI, USA, SAE International.
- Kreith, F. and D. Y. Goswami (2007). Handbook of energy efficiency and renewable energy. Boca Raton, CRC Press.
- Mancini, T. R. (1997). Solar-Electric Dish Stirling System Development. Conference: 1998 European stirling forum. Osnabruck (Germany), Sandia National Labs.
- Masters, G. M. (2004). Renewable and efficient electric power systems. Hoboken, NJ, John Wiley & Sons.
- Mills, D. (2004). "Advances in solar thermal electricity technology." Solar Energy **76**(1-3): 19-31.
- Parlak, N., A. Wagner, et al. (2009). "Thermodynamic analysis of a gamma type Stirling engine in non-ideal adiabatic conditions." Renewable Energy **34**(1): 266-273.

- Pulkrabek, W. W. (2004). Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, Prentice Hall.
- Romero, M. A. (2001). Energía Solar Termoelectrica. Almeria, España, PSA-CIEMAT.
- Sunpower (2005). High Performance Free-Piston Stirling Engines.
- Thombare, D. G. and S. K. Verma (2008). "Technological development in the Stirling cycle engines." Renewable and Sustainable Energy Reviews **12**(1): 1-38.
- Walker, G. (1980). Stirling engines. New York, Oxford University Press.
- Wolfgang Schiel, T. K. (2003). EnviroDish and EuroDish- System and Status. ISES Solar World Congress 2003, Göteborg, Sweden.

Energía Solar y Sistemas de Generación Eléctrica Termosolar

“Y dijo Dios:

Que exista la luz.”

Génesis 1, 3

2.1 Fundamentos de energía solar

2.2 Disponibilidad del recurso solar

2.3 Sistemas de generación eléctrica termosolar

Tecnologías de baja temperatura

Tecnologías de mediana temperatura

Tecnologías de alta temperatura

2.4 Termodinámica y tecnología del motor

Stirling

Historia • Principio de operación

Componentes • Configuración

Fluidos de trabajo • Técnicas de diseño y
simulación • Control • Características
operacionales

Referencias

La vida que ha existido y existe sobre la tierra ha compartido su historia y desarrollo junto a la disponibilidad del recurso solar sobre la superficie terrestre. De este modo la naturaleza muestra como la sobrevivencia de todos los organismos vivos ha estado basada, desde siempre, en el aprovechamiento de energías renovables, particularmente en la energía solar.

A diferencia de otras tecnologías, el aprovechamiento de la energía solar requiere de un adecuado estudio de su disponibilidad para su correcto diseño y funcionamiento. Es por esto que conocer las variables que influyen en la recepción de esta energía sobre una superficie es una parte importante de cualquier proyecto que involucre el aprovechamiento de la radiación solar.

2.1 Fundamentos de energía solar

La luz o energía radiante que recibe la tierra proviene del sol, esta energía se genera en el interior de la esfera solar a una temperatura de varios millones de grados. A esta temperatura, continuamente los átomos de hidrógeno que componen la masa del sol se combinan para formar helio mediante una reacción llamada fusión (Tiwari G. N. 1997). Durante esta reacción se liberan 3.8×10^{20} MW, lo que equivale a 63 MW/m² en la superficie del sol. La energía generada por el sol es irradiada hacia todas direcciones y únicamente una pequeña fracción, 1.7×10^{14} kW, de la radiación total emitida es absorbida por la tierra (Kreith F. 1978). En la superficie solar, a una temperatura aproximada de 6000 K la radiación es el proceso mediante el cual se transfiere la energía solar desde el sol hasta la tierra a través del espacio libre. La radiación o energía electromagnética que emite el sol, se transmite en diferentes longitudes de onda. Este espectro dentro del cual se encuentran todas las longitudes de onda en las que se emite la radiación, es dividido en 3 regiones y cada una contiene una densidad de energía, la ultravioleta (0-380 nm) que contiene 6.4% (88 W/m²), la visible (380-780 nm) que contiene 48% (656 W/m²) y la infrarroja (700 nm en adelante) que aporta el 45.6% (623 W/m²) (Duffie 1991). En la Figura 2.1 se muestra el espectro solar de referencia que se utiliza al evaluar el desempeño de colectores fotovoltaicos. De manera general se puede la disponibilidad de recurso solar para una localidad depende de diferentes factores tanto astronómicos como atmosféricos.

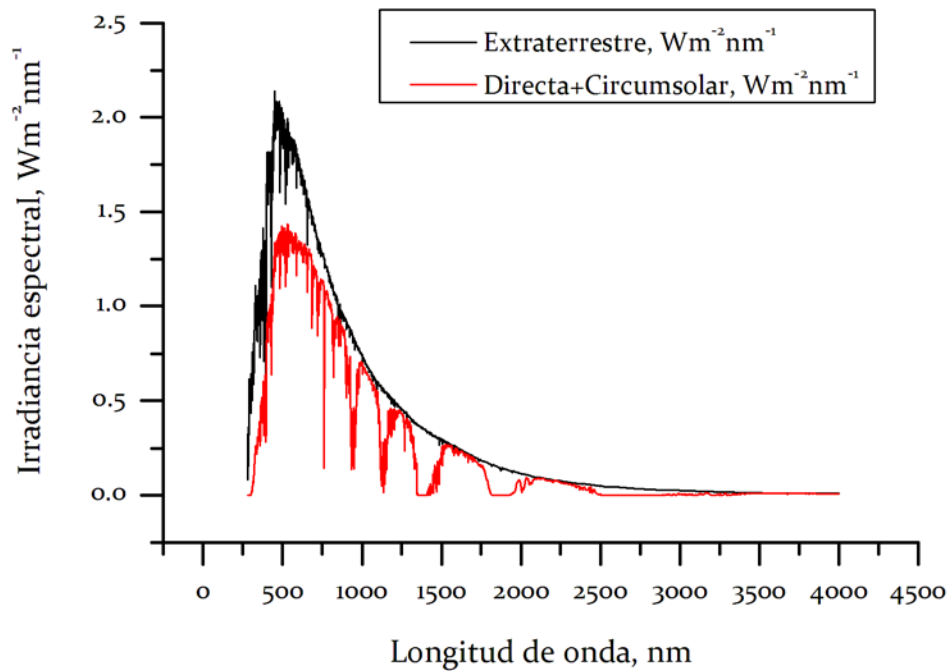


Figura 2.1 Espectro solar de referencia ASTM G173-03.

2.2 Disponibilidad del recurso solar

Independientemente de la rentabilidad de un proyecto que aproveche energía solar, conocer la cantidad y calidad de la fuente de energía, es un requisito fundamental para cualquier tecnología ya que dependiendo de la disponibilidad se especifica no solo el dimensionamiento más apropiado para un sistema de captación, sino que es indispensable para diseñar, seleccionar o sustituir un equipo. El poner en marcha un equipo sin antes conocer la cantidad de energía que le será suministrada puede traer como consecuencia resultados totalmente alejados de lo esperado, e incluso podría provocar un daño o destrucción del propio sistema.

Para el desarrollo del presente proyecto de generación eléctrica termosolar, la información en base a la cual se obtuvieron los datos de radiación disponible para el diseño del concentrador/motor Stirling fue un año típico meteorológico elaborado mediante datos medidos durante seis años en la ciudad de Mexicali, Baja California.

En base al archivo meteorológico de Mexicali, B. C., se establece la cantidad de radiación incidente por metro cuadrado sobre un plano horizontal y un plano con seguimiento solar en dos ejes respectivamente. En el caso de que mantuviésemos el plano o superficie captadora siempre orientada hacia el sol, la incidencia de radiación es mayor y es menos susceptible a variaciones durante el año. Esta mayor uniformidad en el recurso solar para un colector con seguimiento en dos ejes es benéfica para el sistema de generación eléctrica termosolar, ya que permite tener un suministro de energía solar y una producción eléctrica más constante.

2.3 Sistemas de generación eléctrica termosolar

El uso intensivo de la energía eléctrica la ha convertido en un recurso indispensable para el estilo moderno de vida, esto ha provocado el desarrollo de una diversidad de tecnologías para su conversión y aprovechamiento, como las plantas de vapor, las turbinas de gas, los motores de combustión interna, las turbinas hidráulicas, las plantas nucleares, los paneles fotovoltaicos, las turbinas eólicas y las plantas solares térmicas entre otras.

Un sistema de generación eléctrica termosolar se define como todo aquel conjunto de equipos que llevan a cabo procesos por medio de los cuales se convierte la energía solar o radiación electromagnética en energía eléctrica por la vía foto-térmica.

Las tecnologías termosolares se comenzaron a utilizar desde hace más de 140 años, sin embargo su mayor crecimiento ha tenido lugar a partir de 1980 debido a la crisis del petróleo (Zarza and Romero-Alvarez 2007), que junto con otros factores dio lugar al surgimiento de diferentes tecnologías que a continuación se describen.

Las tecnologías se pueden clasificar de acuerdo a su temperatura de operación en: baja, mediana y alta temperatura. De manera similar es posible clasificarlas en sistemas de captación sin seguimiento solar (baja temperatura), seguimiento solar en un eje (mediana temperatura) y seguimiento solar en dos ejes (alta temperatura). Estos últimos emplean dispositivos para concentrar la radiación solar, cuyo propósito es aumentar la máxima temperatura que pueden alcanzar. Debido a las características operacionales de los sistemas de captación solar con alta concentración tiene aún más oportunidades de

aplicación además de únicamente la generación de electricidad; como la producción de calor (vapor de proceso o agua caliente) de manera simultánea, a lo que se denomina *cogeneración*. Dado que en los procesos con cogeneración se emplea la misma cantidad de energía para la satisfacción de más servicios y necesidades, la eficiencia total, es decir el aprovechamiento de la energía suministrada, es mucho mayor que en un sistema convencional. Esto ha dado lugar a las Centrales Energéticas Solares cuyo aprovechamiento de las energías renovables las convierte en unas de las tecnologías con mayor potencial para la contribución a la satisfacción de la demanda de energía eléctrica. El desarrollo de sistemas termosolares con alta concentración ha alcanzado una madurez tecnológica que actualmente se les considera como el medio más económico para la generación de la electricidad a partir de la energía solar (Silva 2004).

Tecnologías de baja temperatura

- Tubos evacuados y turbinas ORC¹

La tecnología de tubos evacuados consiste en un colector solar con dos tubos concéntricos, el exterior es transparente y sirve de cubierta al tubo interior que es el que absorbe la energía solar. Esta tecnología ha mostrado importantes avances en su manufactura y eficiencia de operación. China es el país con mayor producción de estos colectores y aunque su principal aplicación ha sido el calentamiento de agua, la adaptación de estos sistemas para operar a temperaturas de hasta 185 °C los hace capaces de activar nuevas turbinas en un ciclo Rankine orgánico. La eficiencia global de la turbina varía entre el 10 y el 13%, a partir de esto es posible entonces lograr una conversión de energía solar en electricidad de aproximadamente 7% (Mills 2004). El menor costo en comparación con los sistemas fotovoltaicos se puede compensar con equipos para almacenamiento de energía térmica y sistemas de recuperación de calor de desecho. Debido a esto, las aplicaciones más atractivas para estos sistemas son las áreas alejadas de la red en donde una combinación de energía de suministro solar y biomasa, madera, diesel les permite operar las 24 horas y ser una alternativa importante para la generación eléctrica.

¹ Por sus siglas en ingles: *Organic Rankine Cycle*

- Chimeneas solares

El aprovechamiento de la energía solar por medio de chimeneas ha sido ya usado desde hace mucho tiempo para ventilar edificios y molinos. Las chimeneas solares constan actualmente de techo de vidrio que hace las veces de colector solar, una chimenea y un aerogenerador. Debajo del techo de vidrio se crea un efecto invernadero que calienta el aire. Conforme el aire se calienta disminuye su densidad y provoca un flujo natural hacia el centro del techo y sale por la chimenea solar. En la unión del techo y la chimenea se coloca una turbina de viento acoplada a un generador que convierte la energía cinética contenida en el flujo de aire en energía eléctrica. El flujo de aire a través de la chimenea produce un vacío debajo del techo, lo que succiona aire fresco de los alrededores y mantiene un flujo estable.

Con una sola chimenea y una cantidad considerable de techo de vidrio, se puede generar una capacidad desde 100 hasta 200 MW continuamente las 24 h. Una generación continua de electricidad es técnicamente posible mediante el almacenamiento térmico durante el día utilizando lechos situados en la parte inferior del techo, que durante la noche continúan calentando el aire (Bergermann 1992).

De entre las primeras chimeneas modernas que se instalaron, la más significativa se muestra en la Figura 2.4 la cual se construyó en Manzanares, España entre los años 1982 y 1988.



Figura 2.2. Chimenea solar instalada en Manzanares, España.

La planta lograba una eficiencia del 0.53% de conversión de energía solar a eléctrica (Mills 2004), contaba con una superficie de captación de 45, 000 m² y la capacidad de la turbina era de 50 kW (Wolfgang 1989).

Algunas de las ventajas de estos sistemas son:

1. Aprovecha la radiación directa y difusa.
2. Mediante el almacenamiento térmico en bolsas de agua, se puede generar energía eléctrica de día y noche.
3. La única parte móvil del sistema es la turbina. Por lo tanto un diseño robusto de la estructura permitirá un bajo mantenimiento.
4. No requiere de agua ni de ningún refrigerante para enfriamiento.
5. Los materiales para su construcción básicamente son concreto y vidrio, y ambos pueden ser conseguidos fácilmente.
6. No requiere de investigación y desarrollo de alta tecnología.
7. Su baja eficiencia se compensa por su inversión baja, construcción robusta y bajo costos de mantenimiento.

Tecnologías de mediana temperatura

- Canal parabólico

En general estos sistemas emplean largos concentradores del tipo canal o cilindro parabólico con superficie reflectiva y seguimiento solar en un eje, los cuales concentran la radiación solar hacia un foco lineal, en donde es colocado un receptor de tipo tubular. A través de este receptor se absorbe la radiación solar, se convierte en calor y se transfiere a un fluido con la finalidad de generar vapor y mover turbinas. Estos sistemas son utilizados eficientemente en aplicaciones con temperaturas desde 50 hasta 400° C (Kalogirou 2009) y logran una conversión de energía solar a eléctrica de 14% (Aringhoff R. 2005). Las ventajas que tiene con respecto a otras tecnologías termosolares es que han probado exitosamente la operación híbrida y el almacenamiento térmico. Por otra parte una de sus desventajas, es que al utilizar un aceite térmico restringe la temperatura de operación, provocando un vapor de baja calidad.

Los canales parabólicos pueden ser instalados orientándolos de norte a sur con seguimiento de este a oeste o bien ser orientado de este a oeste con el seguimiento solar de norte a sur, las diferencias entre una y otra serán los intervalos de tiempo entre los ajustes del sistema de seguimiento, las pérdidas geométricas debidos al sombreado y bloqueo de los colectores entre sí durante el amanecer y el atardecer y finalmente las pérdidas debidas al ángulo de incidencia, el cual no solo reduce el área efectiva de captación sino que también influye en los valores de reflectividad, absorptividad y transmisividad.

En el periodo de un año, un canal horizontal orientado de norte a sur usualmente capta ligeramente más que uno orientado de este a oeste. Sin embargo un canal norte-sur colecta mayor energía en verano y mucho menos en invierno. De otro modo, en el canal este-oeste colecta mayor energía en invierno en comparación con el norte-sur y menos en verano, proveyendo una salida anual casi constante. Por tanto la decisión respecto a la orientación de la aplicación dependerá de cuando se requiere mayor energía (Kalogirou 2004).

Una de las plantas más grandes que se han construido de este tipo es la Southern California Power Plants instalada en Kramer Junction, California, EU. (ver Figura 2.5), la cual cuenta con una capacidad instalada de 354 MW_e (Kearney D. W. 1992).



Figura 2.3. Planta de generación eléctrica solar de 354 MW.

Las líneas de investigación y desarrollo que sigue esta tecnología corresponden a la hibridación de la fuente de energía entre solar y fósil ya sea para el sobrecalentamiento del fluido o para soportar las demandas pico así como la disminución del costo de la estructura de soporte. También se exploran alternativas de operación para la estratificación del fluido de trabajo dentro del tubo receptor y la generación directa de vapor, es decir evitar el uso de un fluido de trabajo intermedio para la captación de energía. De entre las diferentes opciones de configuración de los colectores para la generación directa, se ha mostrado un especial interés a favor de la “recirculación” (Zarza 1999).

- Reflector linear Fresnel

La principal diferencia entre esta tecnología y canal parabólico consiste en que el receptor está fijo sobre los espejos y evidentemente la superficie reflectiva está compuesta por varios segmentos paralelos entre si y colocados en un plano horizontal con un ángulo de inclinación diferente para cada segmento, de tal forma que cada segmento refleje hacia el receptor. Aparentemente, esta tecnología ofrece costos de generación más bajos que el canal parabólico, no obstante se ha tenido poco desarrollo al respecto. De entre las aplicaciones más conocidas se encuentra Solarmundo, un prototipo que se encuentra en Liege, Bélgica con una capacidad de 50 MW y un área de colectores de 2, 500 m² (Andreas Häberle 2002).

El principio del concentrador como se muestra en la Figura 2.6 consta de un reflector primario Fresnel, un reflector secundario Concentrador Parabólico Compuesto (CPC) y un tubo absorbedor.

Algunas de las ventajas que esta tecnología muestra en comparación con canal parabólico es que el reflector Fresnel utiliza espejos planos más baratos, un sistema de seguimiento simple, absorbedor fijo y sin necesidad de juntas a alta presión, menor resistencia a vientos fuertes y la capacidad de generación de vapor directa. Debido a estas ventajas se espera una reducción de los costos en un 50% en comparación con canal parabólico (Andreas Häberle 2002).

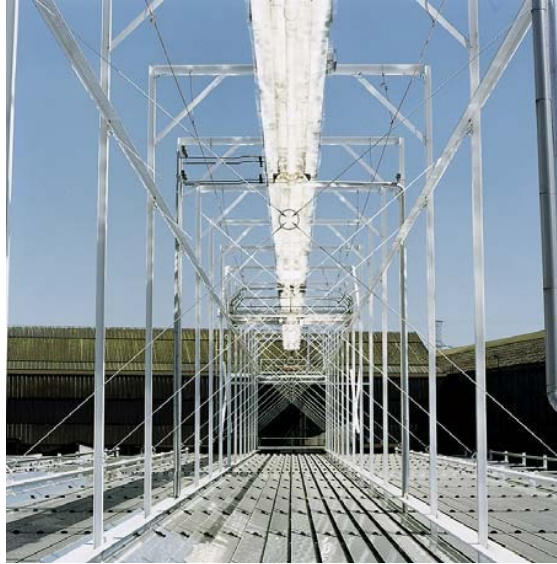


Figura 2.4. Prototipo Solarmundo en Liege, Bélgica.

Tecnologías de alta temperatura

Conforme se incrementa la temperatura a la cual opera un ciclo, explica el principio de Carnot, mayor será la capacidad de convertir la energía térmica en trabajo, por tanto mientras mayor sea la concentración solar, mayor será la habilidad del sistema para convertir el calor generado por la energía solar, en energía mecánica y posteriormente en energía eléctrica. Es por esto que los sistemas de generación eléctrica de alta temperatura son los que tienen las mayores eficiencias de conversión de calor en electricidad.

- **Torre central**

Este tipo de sistemas constituye una de las aplicaciones a mayor temperatura para la generación de energía eléctrica. La distribución de su sistema de captación y recepción como se observa en la Figura 2.7, consiste en el uso de grandes espejos planos llamados *helióstatos* que se encuentran distribuidos ordenadamente alrededor de un receptor situado en la parte alta de una torre. Es común que el sistema utilice una sal fundida en el receptor como fluido de calentamiento intermedio para la generación de vapor o aire a elevadas temperaturas. La energía térmica requerida para fundir dichas sales es proporcionada por un considerable número de helióstatos que continuamente están reflejando la radiación solar hacia el receptor colocado en la torre.



Figura 2.5. Planta de torre central en Barstow, California.

Para lograr esto, cada heliostato consta de un mecanismo y sistema de seguimiento computarizado, de esta manera las plantas de torre central pueden operar eficientemente a temperaturas de hasta $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$. Teniendo en consideración el gran número de heliostatos y que cada uno cuenta con su estructura, superficie reflectiva y mecanismos de movimiento, las cuales deben soportar fuertes vientos sin mayor deformación; la inversión que se requiere hacer en el sistema de colección es considerable. Es por ello que parte de la investigación y desarrollo de esta tecnología continua en la búsqueda de la optimización y reducción del costo por heliostato. De entre las superficies reflectivas que se utilizan, las que han demostrado mejores resultados han sido los espejos de vidrio, principalmente por su alta reflectancia y durabilidad.

La tendencia en el desarrollo de los nuevos heliostatos ha consistido en el incremento del área de la superficie reflectiva. Habiendo comenzado los primeros espejos con un área de 50 m^2 aproximadamente, los últimos sistemas que se han estado construyendo utilizan un área por espejo de hasta 150 m^2 . Sin embargo ha resurgido la tendencia de construir heliostatos pequeños, esto por su aprovechamiento en economías de escala y además a la mayor facilidad de traslado, instalación y puesta en operación. Una propuesta que se desarrolla en la Plataforma Solar de Almería consiste en el desarrollo de un heliostato autónomo, el cual se auto alimenta mediante un pequeño panel fotovoltaico y es controlado mediante radio, de esta manera se elimina el cableado tanto de potencia y control (Silva 2004).

La planta de torre central tiene además otras ventajas debido a que las altas temperaturas que alcanza el fluido que absorbe la energía térmica facilitan el almacenamiento térmico, el cual es utilizado posteriormente para generar vapor.

En comparación con otros sistemas para generación eléctrica termosolar, las plantas de torre central presentan las siguientes ventajas:

1. Concentran la energía solar óptimamente, lo que elimina el uso de sistemas para su transporte y las pérdidas térmicas que esto implica.
2. Generalmente logran capacidades de concentración de 300 hasta 1500 y son eficientes tanto para coleccionar energía como para convertirla en electricidad.
3. Pueden almacenar energía térmica de una manera eficiente.
4. Generalmente son grandes (mayores de 10 MW) y se ven beneficiados de la economía a grande escala.

Una vez realizada la captación y concentración y/o almacenamiento térmico, su conversión a electricidad es muy semejante a los sistemas convencionales a base de combustibles fósiles. (Romero, Buck et al. 2002). La combinación de energía solar y fósil permite trabajar con una amplia variedad de configuraciones; por su parte, la energía solar permite operar durante más de la mitad de las horas de un año.

- Torre distribuida

En Australia se desarrolla el Arreglo Solar Multi-Torre (MTSA²) que utiliza una configuración alternativa respecto a la concentración óptica (ver Figura 2.8).

De manera particular se optimiza el uso del suelo mediante variaciones en el espaciamiento entre los helióstatos hasta lograr aprovechar hasta el 90% de la energía solar que incide sobre el suelo. (Schramek and Mills 2001). Algunas de las características que los distinguen son, el uso de reflectores con forma especial, que permite el mínimo espaciamiento entre colectores, múltiples receptores y que utilizan tecnología térmica o fotovoltaica avanzada. En los receptores de estos sistemas, la energía solar es separada espectralmente utilizando lentes especiales, optimizando su uso para generación eléctrica.

² Por sus siglas en inglés *Multi Tower Solar Array*

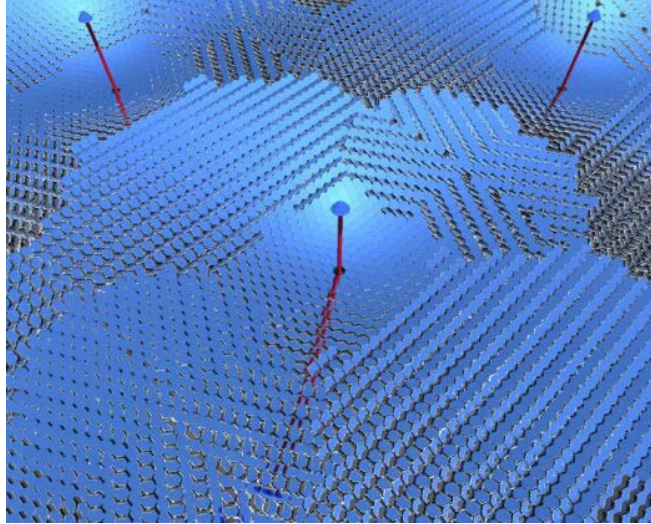


Figura 2.6. Visualización de una de las torres de MTSA.

- Disco parabólico y motor Stirling

Los motores Stirling son máquinas térmicas de combustión externa que operan en un ciclo regenerativo cerrado con un fluido de trabajo a través del cual se transforma el calor en energía mecánica. Un generador eléctrico acoplado directamente al motor convierte el trabajo producido en energía eléctrica. El interés en el desarrollo de esta tecnología se debe a las ventajas de operar silenciosa y eficientemente con prácticamente cualquier fuente de calor, además de que cuando opera térmicamente mediante algún combustible, tiene el potencial de lograr bajas emisiones debido a la facilidad del control del proceso continuo de combustión. Estos sistemas han demostrado que pueden producir energía eléctrica durante largos periodos de tiempo. Actualmente el mayor reto técnico es lograr mayores niveles de confiabilidad y consecuentemente reducir los costos de mantenimiento. La segunda barrera para su entrada al mercado es el costo inicial del sistema, que a grandes rasgos, depende del nivel de producción (Pitz-Paal 2007).

2.4 Termodinámica y tecnología del motor Stirling

La simplicidad del funcionamiento térmico y mecánico del motor de ciclo Stirling ha suscitado su aplicación en diferentes aplicaciones, obteniendo resultados considerablemente satisfactorios. Esto ha promovido su desarrollo e investigación en

distintas épocas, siendo estas últimas décadas determinantes para su consolidación como tecnología de generación eléctrica termosolar.

En teoría el motor de ciclo Stirling puede ser el dispositivo más eficiente para convertir el calor en trabajo, para lo que requiere de altas temperaturas. La temperatura máxima de operación de estos motores generalmente está limitada por la resistencia de los materiales a alta temperatura. Los motores Stirling modernos operan a temperaturas desde 650 °C hasta 800 °C y a presiones de hasta 200 bar (2900 psi) logrando eficiencias de entre 30% y 40% (Stine, Kern et al. 2004). Actualmente estos sistemas son reconocidos como la tecnología de mayor eficiencia en conversión solar a eléctrica (Thombare and Verma 2008).

Historia

A partir de la revolución industrial en el siglo XVIII, con la invención de la máquina de vapor de James Watt dio comienzo la utilización de las máquinas térmicas para su utilización en diversas aplicaciones y procesos. Su gran capacidad de trabajo la hicieron la principal máquina de producción de la época, sin embargo la mala calidad de los materiales con que eran construidas provocaban que explotaran con facilidad, lastimando severamente a los operadores. Fue hasta el año de 1816 que el reverendo Robert Stirling con la invención del *economizador* o *regenerador* de calor para los motores de aire, permitió operar estos motores a bajas presiones, eliminando el peligro potencial de una explosión o de una quemadura, dando lugar al nacimiento de los motores Stirling. A este motor lo caracterizó su confiabilidad, operación silenciosa, sencillez y la compatibilidad con diferentes combustibles; el único inconveniente era la baja potencia. Estas características le hicieron popular durante la última parte del siglo XIX (Senft 1993) y promovieron durante los próximos 100 años su innovación y desarrollo en diferentes variantes a pesar de la insuficiente información sobre los principios de su funcionamiento.

Aunque fue Sir. George Cayley quien divisó los motores de aire en 1807, fue la patente del regenerador la que se considera la principal aportación al respecto (Finkelstein and Organ 2001). La implementación del regenerador hecha por Robert Stirling hizo posible un

menor consumo de combustible comparado con el de las máquinas de vapor de ese entonces. Aunque su potencia específica no era muy elevada su sencillez y silenciosa operación lo hacían muy apropiado para pequeñas aplicaciones como ventiladores y bombas de agua.

El proceso desarrollado por Henry Bessemer para la obtención del acero permitió aumentar las presiones a las que operaban las calderas de una manera segura, dejando a los motores Stirling obsoletos durante la carrera del *“dólar por caballo de potencia”* (Martini 1978). Posteriormente la aparición del motor de combustión interna y el motor eléctrico provocó el desplazamiento total de los motores del tipo de aire caliente en prácticamente todas las aplicaciones (Kongtragool and Wongwises 2003).

La ausencia de los motores Stirling continuó hasta aproximadamente 1973 cuando los laboratorios de investigación de Philips en Eindhoven, retomaron esta tecnología prácticamente olvidada y comenzaron la nueva generación tecnológica de los motores Stirling. Estudios por parte de los laboratorios de Philips sobre los motores de aire caliente disponibles en aquel entonces mostraban una eficiencia térmica global menor al 1% en comparación con lo que indicaba la teoría al aplicar el ciclo de Carnot. Esta enorme diferencia entre los motores Stirling disponibles hasta entonces respecto al desempeño teórico, llevó al profesor G. Holst junto con H. Rinia a desarrollar máquinas más eficientes. De este modo se reinició la investigación acerca de los motores Stirling. Al final de la segunda guerra mundial se habían logrado desarrollar un buen número de pequeños prototipos que mostraban una gran mejora en comparación con los motores viejos de aire (Rinia H. 1946).

La disponibilidad de nuevos materiales como aceros más ligeros y resistentes a altas temperaturas, y mejores conocimientos sobre térmica y mecánica de fluidos fueron algunos de los factores que permitieron mejorar el rendimiento y aprovechar en mayor proporción el potencial de esta tecnología. Actualmente a algunos motores se les atañe eficiencias totales y potencias específicas superiores a las de los motores de combustión interna y también hay máquinas comerciales operadas en sentido inverso, es decir como

bombas de calor, en las cuales el aire puede ser licuado sin pre-compresión (Finkelstein and Organ 2001).

Principio de operación

En el ciclo Stirling ideal, los procesos que realiza secuencialmente el gas durante un ciclo de trabajo son calentamiento, expansión, enfriamiento y compresión. Un cambio en la temperatura del gas produce una variación en la presión del gas, y el movimiento de los pistones provoca que los procesos ocurran alternativamente. Debido a que el motor se encuentra sellado, cuando el gas se calienta, aumenta su presión y actúa principalmente sobre el pistón de trabajo; cuando el gas se enfría su presión disminuye y esto reduce el trabajo de compresión, resultando en un trabajo neto producido por el motor. Debido a que la expansión del gas a alta temperatura produce más trabajo que el necesario para comprimir el gas a baja temperatura, el trabajo neto producido puede ser aprovechado para mover un generador eléctrico o alguna otra aplicación. Los procesos de calentamiento y enfriamiento son llevados a cabo mediante el movimiento alternativo hacia adelante y atrás del gas de trabajo a través de intercambiadores de calor, donde el movimiento del gas es causado por pistones que se encuentran con un desfase de uno con respecto a otro. De manera similar, los procesos de expansión y compresión del gas, son llevados a cabo por la variación de los volúmenes ocupados por el gas en el interior del motor y esta variación de volúmenes es producida también por los pistones.

El ciclo teórico se compone según muestra la Figura 2.9 por cuatro procesos, comenzando en el punto 1, el gas se expande isotérmicamente hasta el punto 2, luego se enfría a volumen constante hasta llegar al punto 3, en el proceso 3-4 el gas es comprimido a temperatura constante y finalmente en el proceso 4-1 el gas se calienta a volumen constante llegando nuevamente al punto de inicio.

El diagrama temperatura-entropía mostrado también en la Figura 2.9 es posible visualizar la oportunidad de almacenar temporalmente energía térmica en un intercambiador de calor regenerativo (*regenerador*) durante el proceso 2-3, de tal forma que esta energía térmica sea recuperada posteriormente por el mismo fluido en el proceso de calentamiento 4-1.

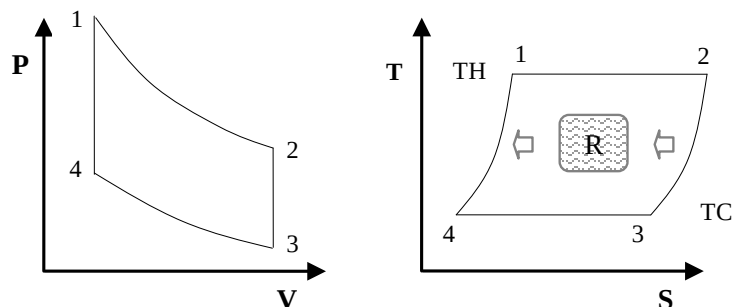


Figura 2.7. Ciclo ideal Stirling.

A este almacenamiento y recuperación de energía térmica se le denomina regeneración y permite disminuir las necesidades de calentamiento y enfriamiento durante la expansión y compresión respectivamente, lo que hace posible aumentar la eficiencia del equipo.

En la práctica realizar los procesos de expansión y compresión a temperatura constante es difícil de lograr ya que la velocidad de transferencia requerida es difícilmente alcanzable en un arreglo convencional pistón-cilindro. Por ello, es preferible considerar estos procesos como adiabáticos, ya que el trabajo requerido para comprimir un gas cuya temperatura aumenta, difiere de la cantidad de trabajo requerido si la temperatura del gas se mantiene constante. De la misma manera, este fenómeno afecta el proceso de expansión.

El ciclo Stirling ideal es el ciclo termodinámico más eficiente capaz de implementarse en una máquina, no obstante se ve afectado en la realidad debido a los límites de la transferencia de calor por convección, las pérdidas por fricción fluido-dinámicas, térmicas y mecánicas. Adicionalmente un mecanismo de pistón y cigüeñal convencional no es capaz de efectuar las variaciones de volumen y las transferencias de masas tal cual se requieren en el ciclo ideal, no obstante este mecanismo es utilizado por su sencillez. Otro aspecto que aleja al ciclo Stirling real del ciclo ideal, es que la cantidad de gas que está contenida dentro de los intercambiadores y conexiones impide que la totalidad del gas realice los procesos calentamiento y enfriamiento ya que parte de la masa no alcanzará a atravesar los intercambiadores de calor destinados para tal efecto. Igualmente el volumen ocupado por el gas dentro de los intercambiadores de calor reduce la relación de compresión y expansión, lo que afecta a la cantidad máxima de trabajo que puede ser

producido. El gas de trabajo bajo condiciones normales permanece siempre dentro del motor, debido a que el motor está sellado, por lo que no entra ni sale gas.

Componentes

Un sistema disco/Stirling consta de un concentrador solar con un sistema de seguimiento solar que dirige la energía solar hacia una cavidad, donde es absorbida y transferida al motor. Un generador eléctrico se conecta directamente al cigüeñal del motor y convierte la energía mecánica en energía eléctrica. Para mantener la radiación reflejada sobre el punto focal durante el día, el sistema de seguimiento solar gira el concentrador solar continuamente en dos ejes siguiendo el movimiento aparente del sol (Zarza and Romero-Alvarez 2007).

- Concentrador

El concentrador solar es un elemento primordial en un sistema de disco/Stirling y además es el componente de mayor costo del sistema (Kaushika and Reddy 2000). Generalmente existe una correlación directa entre la precisión del concentrador y su costo (Stine and Diver 1994). La superficie curvada generalmente se construye a partir de segmentos adjuntos, por facetas individuales o mediante membranas tensionadas.

- Receptor

El receptor de un sistema disco/Stirling está compuesto por dos elementos, una *cavidad* con una apertura por donde entra la radiación solar y dentro de la cavidad un *calentador* que absorbe la radiación y la transfiere al motor en forma de energía térmica. Generalmente la apertura de la cavidad del receptor es colocado en la zona focal del concentrador. La temperatura del fluido de trabajo de los motores generalmente se encuentra en el rango de entre 650 °C y 800 °C, estas temperaturas de trabajo requieren que la temperatura del calentador sea mayor, lo que provoca un conflicto entre la eficiencia del receptor y la del motor. Lo anterior debido a que conforme aumenta la temperatura del calentador, puede aumentar la eficiencia del motor; mientras que la eficiencia del receptor disminuye, debido principalmente a las pérdidas por radiación generadas a alta temperatura. Por tal motivo se utilizan receptores en forma de cavidad para mitigar este fenómeno y también se utilizan superficies refractivas en su interior

para asegurarse de que la mayor parte de la radiación que entra sea absorbida por la superficie del calentador (Stine and Diver 1994), no obstante es común perder hasta el 12% de la energía que entra en la cavidad (Harris and Lenz 1985).

- Motor Stirling

El motor Stirling puede dividirse a su vez de varios elementos principales como son el *bloque del motor* que contiene los *mecanismos* para el movimiento del gas y la extracción del trabajo tales como los pistones y el cigüeñal, los *intercambiadores de calor* mediante los cuales se suministra y remueve calor hacia y desde el motor y el *sistema de control*.

Una de las partes más críticas en el diseño de motores Stirling con capacidades mayores a 1 hp, son los equipos en los que se suministra el calor hacia el fluido de trabajo dentro del motor y el equipo donde se retira calor desde el fluido de trabajo hacia los alrededores. El calor requerido para realizar la expansión del gas se suministra en el **calentador** y el calor residual que hay retirar es removido en el **enfriador**. Tal como se describió anteriormente, la utilización de un **regenerador** entre el calentador y enfriador reduce la demanda de calor requerido y la cantidad de calor que necesita retirar en el enfriador. Los principales objetivos en el diseño de estos intercambiadores son: la máxima transferencia de calor, la mínima caída de presión y el mínimo volumen interno. El balance entre estos tres fenómenos es lo que generalmente rige primordialmente el dimensionamiento de estos equipos, sin embargo el diseño es multi-variable y generalmente se tienen requerimientos que entran en conflicto con otras variables (Organ 1997).

El volumen de gas que no es desplazado por los pistones se define como *volumen muerto*, este volumen se encuentra en el interior del calentador, regenerador, enfriador y las conexiones entre ellos. El incremento del volumen muerto disminuye el trabajo neto del motor así como la eficiencia térmica e incrementa las necesidades de suministro y remoción de calor (Kongtragool and Wongwises 2006), por lo que durante el diseño se busca mantener al mínimo este volumen.

- Calentador

Generalmente el intercambiador utilizado para suministrar el calor a un motor Stirling es del tipo tubular *iluminado directamente*, donde el fluido de trabajo fluye por dentro de un

conjunto de pequeños tubos y por fuera se pone en contacto con gases de combustión o bien, se pone en contacto directamente con radiación solar concentrada (Stine, Kern et al. 2004).

Los receptores directamente iluminados tienen la desventaja de verse afectados por las imperfecciones en la superficie del concentrador debido a la mala distribución de la radiación que provocan sobre el calentador, lo que produce zonas más calientes que otras, causando perturbaciones en el desempeño del motor y acortando su vida útil (Stine and Diver 1994).

Existen otro tipo de receptores que utilizan un fluido intermedio para transportar el calor desde la superficie absorbedor hasta los tubos del calentador. Estos receptores se denominan de *reflujo* debido a que un fluido se evapora en la superficie del absorbedor y regresa después de condensarse en la superficie externa de los tubos del calentador. Los receptores de reflujo pueden ser del tipo de *evaporador inundado* o del tipo *tubo de calor*. Este tipo de receptores tienen un calentamiento más uniforme y constante, lo que permite operar a temperaturas cercanas al límite del material del calentador, además facilita la operación híbrida con otras fuentes de energía y permite desacoplar el diseño del motor y del concentrador (Stine and Diver 1994).

Las características por las cuales destaca el receptor de tubo de calor, es que permite un calentador con menor volumen muerto, la adición de calor se realiza a temperatura uniforme y mejora la eficiencia del receptor (Andraka, Rawlinson et al. 1996). Debido al cambio de fase que sufre el fluido, este tipo de receptor tiene la capacidad de absorber altas densidades de flujo de calor y transferir la energía eficientemente en condiciones prácticamente isotérmicas. Esto resulta en un receptor compacto que transforma una distribución no uniforme de la radiación solar concentrada, en una fuente de energía más uniforme para el motor (Hogan Jr 1994) .

Algunas de las desventajas de los receptores de tubo de calor son la pobre distribución del fluido en la superficie capilar del absorbedor, la contaminación por óxido (Andraka, Rawlinson et al. 1996) y la deposición de material en la estructura capilar del evaporador, las cuales junto con los altos flujos de calor y las altas temperaturas

contribuyen al rápido deterioro de estos sistemas (Adkins, Andraka et al. 1996). Sin embargo existen algunos tubos de calor que han acumulado hasta 115,000 horas sin signos de deterioro, los cuales cuentan con estructuras capilares sinterizadas de Nickel poroso (Rosenfeld 2004).

- Regenerador

El regenerador básicamente se compone por una *cámara* que contiene una *matriz* de materiales que faciliten el almacenamiento y regeneración de la energía térmica con el fluido de trabajo. La cantidad de energía transferida es entre 4-5 veces mayor que la cantidad de calor transferida en el calentador, de no ser capaz de transferirla, esta carga térmica será impuesta en los otros intercambiadores (Thombare and Verma 2008).

El regenerador en un motor Stirling se coloca entre los espacios frío y caliente, buscando que la temperatura media de operación de la matriz del regenerador sea la media aritmética de la temperatura del calentador y enfriador. Un motor con un regenerador ineficiente necesita un mayor suministro y remoción de calor que un motor con un regenerador eficiente (Kongtragool and Wongwises 2006).

Debido a que los motores Stirling operan a altas presiones, los diseños del contenedor y matriz generalmente son circulares o anulares (alrededor del cilindro). Existen varias presentaciones de los materiales que se utilizan para elaborar la matriz del regenerador, tales como fibra de acero, tubos finos, lechos de bolas, perfiles metálicos, platos paralelos y mallas metálicas apiladas.

La importancia del regenerador radica en que para lograr una eficiencia térmica del motor por encima del 30%, se requiere una eficiencia del regenerador superior al 98% (Watanabe 2000), sin embargo, un motor Stirling puede lograr una baja eficiencia térmica sin utilizar un regenerador (Kongtragool and Wongwises 2006). La regeneración ideal se logra cuando el fluido entra y sale de la matriz a la temperatura de expansión en lado del calentador y a la temperatura de compresión en el lado del enfriador, sin embargo esto es posible solo si el proceso ocurre infinitamente lento o si los coeficientes o áreas de transferencia de calor son infinitos (Walker 1980).

Las características del regenerador ideal son una alta capacidad térmica, baja conductividad térmica, prácticamente cero volumen muerto y no le provoca caída de presión al fluido de trabajo (Timoumi, Tlili et al. 2008).

Las características operativas que se desean en la matriz del regenerador presentan conflictos con otros fenómenos, ya que para una máxima capacidad térmica se requiere una matriz grande y sólida; mientras que para una mínima pérdida debida al flujo másico se requiere una matriz pequeña y altamente porosa; para un mínimo volumen muerto se requiere una matriz pequeña y densa; mientras que para una máxima transferencia de calor se requiere una matriz grande y finamente dividida; para evitar tener contaminación se requiere una matriz que no tenga obstrucciones (Walker 1980), para reducir las pérdidas por conducción térmica se busca que la porosidad sea baja y la conductividad tanto de la cámara como de la matriz sean bajas (Timoumi, Tlili et al. 2008). Adicionalmente los lubricantes del mecanismo del motor pueden causar problemas de obstrucción en los intercambiadores, particularmente en el regenerador, por lo que generalmente se prefieren los diseños que utilizan materiales de bajo coeficiente de fricción y que no requieren de lubricantes.

Determinar el diseño óptimo de un regenerador es complicado debido a la naturaleza oscilatoria del proceso. El flujo oscila, la presión es variable y por tanto también la densidad y el flujo son variables, la temperatura del fluido cambia, provocando que también cambien sus propiedades de viscosidad y conductividad. El material del regenerador, térmicamente presenta un comportamiento similar. La temperatura oscila formando un perfil a través de la matriz según sea el sentido del flujo del gas. Esta variación de temperaturas para cada punto en el eje longitudinal del regenerador provoca que también varíen sus propiedades como conductividad térmica y calor específico principalmente.

Plantear el modelo matemático del comportamiento del flujo y transferencia de calor entre el fluido de trabajo y la matriz del regenerador es un gran reto debido al complicado nivel de interacción entre sus variables, el cual ha permanecido sin solución conocida en la literatura (Finkelstein and Organ 2001).

- Enfriador

El enfriador de un motor Stirling es un intercambiador de calor de gran importancia ya que debe de ser capaz de remover grandes capacidades de calor y ocupar poco volumen.

En principio un motor Stirling puede enfriarse ya sea por agua o por aire tal como se hace en los motores de combustión interna, sin embargo generalmente se diseñan para ser enfriados por agua con la finalidad de mantener la temperatura del fluido de enfriamiento lo más bajo posible, ya que la eficiencia disminuye considerablemente conforme la temperatura del enfriador aumenta. Aunado a esto se tiene que generalmente se utilizan sellos mecánicos hechos de materiales poliméricos los cuales sufren deterioro rápidamente conforme aumenta la temperatura (Walker 1980).

Para reducir la temperatura del fluido de trabajo, el sistema de enfriamiento de un motor Stirling requiere remover casi el doble de carga térmica en comparación con un motor de combustión interna (Thombare and Verma 2008) y hasta tres veces más en comparación con un motor Diesel (Martini 1978). Aunado a esto se tiene que el área de transferencia de calor es considerablemente varias veces mayor a la del calentador, debido principalmente a que la diferencia de temperaturas que se desea entre el fluido de trabajo y el ambiente es mínima. Esto da pie a buscar la optimización entre el costo de los materiales y su construcción respecto al desempeño del motor y el costo por la energía producida durante su vida útil.

Debido a las altas presiones de trabajo a las que opera un motor Stirling, generalmente el enfriador se construye del tipo de tubo y coraza, donde el gas de trabajo fluye por el interior de los tubos y el fluido de enfriamiento intermedio (agua) fluye por el exterior de los tubos (en la coraza). Comúnmente el fluido de enfriamiento intermedio (agua) se enfría en un intercambiador de calor por convección de tubo aleta del tipo automotriz o comúnmente conocido como radiador.

En alternativa al enfriamiento indirecto por medio de agua, los motores Stirling se pueden enfriar directamente por aire, utilizando generalmente intercambiadores de calor de tubos con aletas en la parte externa.

Las ventajas que se presentan al enfriar al motor directamente por aire son (Kuppan 2000; Pulkrabek 2004; Nunney 2006):

1. El calentamiento del motor (desde el arranque) es más rápido debido a la menor capacidad calorífica del aire.
2. El sistema es inherentemente más confiable debido a que no hay riesgo de falla en la bomba de agua y mangueras, además el aire de enfriamiento es inmune tanto al congelamiento como a la evaporación, lo que provocaría en el caso del agua, la pérdida de fluido de enfriamiento.
3. Evita la formación de productos corrosivos que pueden obstruir los conductos de enfriamiento.
4. Reduce el servicio de mantenimiento debido a que no hay necesidad de revisar el nivel y condición del medio de enfriamiento, ni tampoco inspeccionar sellos y mangueras en busca de fugas.
5. Permite reducir el costo y peso de los motores
6. El aire no representa costos de adquisición y/o preparación.
7. El ensuciamiento por la parte del aire se puede limpiar periódicamente mediante un intenso flujo de aire y la limpieza química puede llevarse a cabo anualmente, mientras que los sistemas enfriados por agua requieren limpieza frecuente.
8. El costo de mantenimiento para equipos de enfriamiento por aire es aproximadamente el 20-30% de los sistemas enfriados por agua.

Las desventajas que se asocian a los pequeños motores enfriados por aire son (Pulkrabek 2004):

1. Logran una menor eficiencia
2. Son más ruidosos debido a que requiere un mayor flujo de aire y no tiene una chaqueta de agua para amortiguar el ruido.
3. Necesita un flujo de aire directo y superficies extendidas
 - Generador eléctrico

Actualmente la mayor parte de la energía eléctrica generada se produce mediante generadores síncronos que rotan a velocidades constantes (velocidad síncrona). Esta

velocidad depende de la frecuencia del sistema (50 Hz ó 60 Hz) y el número de polos del generador. El número de polos generalmente se establece dependiendo del sistema mecánico (sistema motriz), e.g. las turbinas de vapor operan mejor a altas velocidades, por lo que generadores de 2 o 4 polos son adecuados, mientras que las turbinas hidráulicas generalmente tienen más polos y operan a menores velocidades (Whitaker 2006). Las velocidades de operación más comunes para frecuencias de 60 Hz son 1200, 1800 y 3600 rpm (Breeze 2005), no obstante hay también generadores de 900, 720 y 600 rpm aunque son menos comunes.

En las aplicaciones de disco/Stirling se define como *convertidor* a la combinación del motor y alternador. Las eficiencias típicas de un alternador se encuentran por encima del 90% (Stine and Diver 1994).

Configuración

Existen diversos arreglos mecánicos y configuraciones de los intercambiadores de calor para buscar reproducir los procesos del ciclo Stirling. Para el mecanismo del motor, generalmente se recurre a diferentes configuraciones mecánicas del tipo pistón y desplazador dentro de un cilindro. El objeto del arreglo mecánico debe ser capaz de transferir el gas de la zona de alta temperatura hacia la zona de baja temperatura y viceversa a volumen constante así como comprimir y expandir el gas a temperatura constante. En algunos casos el mecanismo emplea un pistón para la compresión y expansión del gas y un desplazador para transferir el gas de una zona a otra.

Un desplazador difiere de un pistón en que no extrae ni aplica trabajo al gas, como su nombre lo describe, únicamente desplaza al gas de un espacio a otro. Este desplazamiento se logra empleando un cilindro hueco con un ligero sello en un extremo, de tal forma que cuando este cuerpo se mueve dentro un cilindro hacia un espacio con gas, el gas es desplazado fuera del cilindro.

Los principales parámetros a considerar cuando se realiza la selección de la configuración del motor son: el arreglo o configuración de los cilindros, el mecanismo del motor, el tipo de quemador y calentador, la construcción del pistón y/o desplazador, el tipo y tamaño del regenerador y la construcción del cárter (Wood Gary J. Chagnot BJ 1982) (Senft 2002).

Los niveles de clasificación para motores Stirling propuestos por (Thombare and Verma 2008) son:

1. Modo de operación
 - a. Simple efecto
 - b. Doble efecto
 - c. Una fase
 - d. Múltiples fases
 - e. Resonante
 - f. No resonante
2. Configuraciones de los cilindros
 - a. Acoplamiento alfa
 - b. Acoplamiento beta
 - c. Acoplamiento gama
3. Tipos de acoplamiento del pistón
 - a. Acoplamiento rígido (mecánico)
 - i. Manivela-biela-corredora (tipo automotriz)
 - ii. Mecanismo rómbico
 - iii. Plato inclinado (swash plate)
 - iv. Manivela-balancín
 - v. Balancín Ross
 - b. Acoplamiento mediante gas
 - i. Pistón libre
 - ii. Desplazador libre
 - iii. Cilindro libre
 - c. Acoplamiento mediante líquido
 - i. Corriente de chorro
 - ii. Viga oscilante
 - iii. Presión por reacción

La primera configuración de los cilindros denominada *alfa*, emplea a diferencia de las demás al menos dos pistones, cada uno en un cilindro, uno en la zona caliente donde realiza la expansión y otro pistón en la zona fría donde realiza la compresión. Este tipo de configuración tiene una alta relación peso-potencia, sin embargo usualmente presenta problemas técnicos debido a la alta temperatura del pistón caliente y la durabilidad de los sellos. Una variante de esta configuración se denomina *Rinia* en donde ambas caras del pistón realizan trabajo cuando el pistón se mueve en ambos sentidos, de ahí su nombre doble acción. El traslado del gas de una zona a la otra es realizado simultáneamente por dos pistones, teniendo un desfase angular generalmente de 90° uno respecto al otro.

La configuración *beta* se caracteriza por usar un solo pistón de trabajo y un desplazador dentro de un mismo cilindro para realizar la compresión-expansión y transferencia respectivamente. La patente original de Robert Stirling y la mayoría de los motores Stirling de pistón libre corresponden a esta categoría. La configuración *gamma* por su parte, utiliza un pistón dentro un cilindro para realizar la compresión y expansión y un desplazador dentro de otro cilindro para efectuar la transferencia del gas.

Una clasificación adicional es la de *pistón libre*, en donde el pistón y desplazador no se encuentran unidos mecánicamente. A diferencia de los cinemáticos en donde la posición de los pistones depende de la posición del cigüeñal, en un motor de pistones libres, el movimiento es restringido por resortes metálicos del tipo planar y por las variaciones de la presión del gas. El motor de pistón libre tiene las ventajas de: emplear un diseño mecánico más simple, las fuerzas laterales del pistón sobre los sellos y cojinetes son mínimos lo que reduce el desgaste del motor, alta eficiencia de conversión térmica a mecánica, fácil arranque, muy larga vida sin necesidad de mantenimiento y bajo costo (Rogdakis, Bormpilas et al. 2004).

Fluidos de trabajo

El fluido de trabajo de un motor Stirling debería de tener las siguientes propiedades: alta conductividad térmica, alta capacidad calorífica, baja viscosidad y baja densidad. Adicionalmente también se debiera de considerar la disponibilidad, costo, flamabilidad,

facilidad de sellado, permeabilidad y los requerimientos de almacenaje (Thombare and Verma 2008).

La experimentación en el uso de fluidos de trabajo diferentes al aire fue llevado a cabo inicialmente por Phillips a consecuencia de un accidente fatal provocado por la explosión de un motor lubricado por aceite, altamente presurizado por aire. La investigación concluyó que el vapor de aceite de lubricación entró al espacio de expansión (calentador) y reaccionó con el aire presurizado (Finkelstein and Organ 2001). Cabe mencionar que la ignición y combustión de aceites en *compresores* de alta presión ocurre en la mayoría de los casos debido a una intensa oxidación del aceite junto con la formación de depósitos de aceite-carbón (Smertyak 1985).

La aparente superioridad del hidrógeno sobre el helio y el aire, como fluido de trabajo se ha aceptado sin cuestionamientos, sin embargo según los principios de *similitud* propuestos por (Organ 1997) explican que dos motores con fluidos de trabajo distintos pueden tener procesos similares y en este sentido se podrían esperar potencias y eficiencias térmicas similares.

- Nitrógeno

Algunos motores utilizan nitrógeno como fluido de trabajo, aunque este gas provoca una baja potencia específica, lo que incrementa el costo. No obstante reduce los requerimientos del contenedor y además su amplia disponibilidad, lo cual reduce el costo. Una ventaja del nitrógeno es que las fugas de gas por unidad de gradiente de presión son considerablemente menores respecto al hidrógeno y helio (Finkelstein and Organ 2001).

- Helio

El helio es un gas inerte que elimina el riesgo de auto-ignición al operar a altas temperaturas cuando se utilizan lubricantes a base de hidro-carburos. Tiene las desventajas de ser un poco más costoso y generalmente la máxima eficiencia alcanzada con este gas es menor que cuando se utiliza hidrógeno. Pruebas realizadas con helio y nitrógeno como fluido de trabajo han mostrado que el desempeño con helio se beneficia al incrementar el número de Reynolds en el calentador (Monson 1961).

- Hidrógeno

La baja viscosidad y su alta conductividad con respecto al resto de los gases de trabajo lo hacen ser el fluido térmicamente más adecuado para un motor Stirling, no obstante el hidrógeno a altas temperaturas y presiones impone problemas severos con algunos materiales. Uno de los aspectos que cuidar en la selección de materiales que trabajen con hidrógeno es la compatibilidad química ya que puede reaccionar con el carbón y formar burbujas de metano que debilitan el material. El segundo aspecto a considerar es la permeabilidad del hidrógeno a través de los tubos del calentador, ya que un tubo sin recubrimiento y sin oxidar requeriría recargas probablemente en menos de 10 horas. El tercer aspecto en relación a materiales que operen con hidrógeno es la degradación de la ductilidad y la reducción de la resistencia a la ruptura (Stephens 1977).

Técnicas de diseño y simulación

Las metodologías para la simulación y diseño de motores Stirling se clasifican en primer, segundo y tercer orden según su complejidad y representatividad (Martini 1978).

Un motor de ciclo Stirling en el que los pistones se encuentran acoplados a un cigüeñal presentan la particularidad de que los procesos de expansión, transferencia de gas y compresión, se traslapan, es por esto que un método de diseño de *primer orden* calcula la potencia producida considerando que los pistones se mueven sinusoidalmente. Dicho cálculo puede resolverse numéricamente o analíticamente mediante las ecuaciones desarrolladas por (Schmidt 1871).

En el método numérico se calculan los volúmenes ocupados por el gas de trabajo dentro de los intercambiadores durante un cierto número de veces por ciclo e.g. cada 30°. Se establecen las temperaturas de operación y los volúmenes muertos y asumiendo que la presión es homogénea en el interior del motor, se calcula la presión para cada posición angular del motor. Posteriormente se grafica la variación de la presión y del volumen total del gas, donde el área bajo la curva obtenida es el trabajo por ciclo. El método analítico es similar al numérico, la diferencia es que se utilizan las ecuaciones de Schmidt en las cuales está resuelta la integral para el caso general. Indistintamente de cual método de solución se eligiese numérico o analítico, si el motor fuera perfecto y no tuviera pérdidas,

la eficiencia de Carnot aplicaría, en base a la cual se podría calcular la eficiencia térmica en función de las temperaturas y el calor requerido. Indiscutiblemente estos resultados solo pueden dar estimaciones muy amplias de las dimensiones y eficiencias para una capacidad específica por lo que este método de primer orden no debería ser utilizado como herramienta formal para diseño, sino más bien como un cálculo pre-eliminar para tener una referencia de la posible capacidad de una propuesta de diseño.

El método de diseño de *segundo orden* realiza los mismos cálculos que el método de primer orden para calcular el calor requerido ideal y la potencia ideal producía, luego calcula individualmente las principales pérdidas que ocurren dentro del motor. Para el caso general, la potencia neta será la diferencia entre la potencia ideal y las pérdidas por fricción mecánica y del fluido (caída de presión). De manera semejante el calor neto requerido será la diferencia entre el calor ideal requerido y las pérdidas por transporte de calor en el cilindro de expansión, conducción térmica a través de sólidos y gases, las pérdidas por bombeo y las pérdidas por oscilación de temperatura entre otras. Luego la eficiencia neta será la relación entre la potencia neta producida y el calor neto suministrado. Evidentemente gran parte de la representatividad de los resultados obtenidos mediante este método depende de la certeza con la cual se modelen los diferentes tipos de pérdidas tanto térmicas como de fricción.

La metodología de *tercer orden* implica plantear las ecuaciones diferenciales que representen los principios de conservación de masa, energía y momento y la ecuación de estado para el fluido de trabajo. Dichas ecuaciones son muy complejas para resolverse analíticamente por lo que son reducidas a una forma unidimensional y son resueltas numéricamente bajo diferentes simplificaciones dependiendo del autor. Cabe mencionar que (Finkelstein and Organ 2001) explica que el equivalente numérico de una ecuación diferencial parcial *no puede* en general ser expresada en términos de incrementos fijos de tiempo y distancia. Igualmente es importante notar que un método de tercer orden que se encontrase validado, podría servir para calcular algunas variables del motor que no pueden ser medidas en la práctica (Martini 1978).

Una alternativa para el diseño de un motor Stirling es la aproximación mediante el *escalamiento* de parámetros (Organ 1997). Esta técnica consiste en obtener un nuevo diseño (derivado) del proceso termodinámico esencial de un motor con desempeño conocido (prototipo). Los parámetros del motor derivado son obtenidos mediante la normalización (sin dimensiones) de las diferentes ecuaciones que gobiernan el comportamiento de un motor, lo cual genera dos tipos de cantidades simbólicas que son los *parámetros* y las *variables dependientes*. Otras metodologías semejantes han sido propuestas por (Walker 1980; West 1986; Urieli 2002), no obstante ninguno ha sido aceptado ampliamente (Prieto, Fano et al. 1997).

El método de diseño seleccionado en este trabajo es de segundo orden debido a su sencillez y representatividad, así como a su facilidad de manipulación. En él se calcula en función de las condiciones de operación y geometrías del motor, una potencia producida y calor requerido. El método propuesto por (Martini 1978) considera que las pérdidas por fricción mecánica del motor son equivalentes al 20% de la potencia básica. El modelo matemático ha sido validado por (Chen 1983) y han reportado que corrigiendo el factor de fricción del gas por un factor de 2.9 reduce el porcentaje de error a solo $\pm 10\%$ en el cálculo de la potencia y eficiencia. Dicha corrección ha sido implementada corroborando la mejora en la predicción del valor experimental cerca del punto de diseño.

Evidentemente gran parte del acercamiento a la realidad de los resultados obtenidos mediante este método depende de la representatividad con la cual se modelen los diferentes tipos de pérdidas tanto térmicas como de fricción.

La metodología de segundo orden propuesta por Martini utilizada en el presente trabajo, ha sido usada en otros simuladores como SNAP³ mostrando una buena correlación en los puntos potencia máxima del motor GPU-3 (Altman 2001).

Este modelo ha sido validado por (Chen 1983), y han reportado que corrigiendo el factor de fricción del gas por un factor de 2.9, reduce el porcentaje de error a solo $\pm 10\%$ en el cálculo de la potencia y eficiencia. Dicha corrección ha sido implementada corroborando la mejora en la predicción del valor experimental.

³ Por sus siglas en inglés: *Stirling Numerical Analysis Program*

Control

Un motor Stirling requiere de un sistema de control para regular el torque, la velocidad y la potencia que produce. Esto se puede lograr mediante diferentes técnicas como se muestra a continuación (Thombare and Verma 2008):

- Control de temperatura

La potencia producida del motor puede regularse mediante la variación de la máxima temperatura de los tubos del calentador. Cuando se utiliza un quemador, la regulación de la temperatura se puede controlar mediante el ajuste del flujo de combustible de acuerdo a la carga del motor y mantener así una temperatura preestablecida. Este método es poco utilizado cuando se utiliza un combustible sólido. Una variante de este método es utilizada por el motor SOLO V-161 que utiliza un ventilador en el receptor de cavidad para remover el calor que se genera cuando la irradiancia excede los 800 W/m^2 y mantener una temperatura fija de 1053 K (Nepveu, Ferriere et al. 2009).

- Control de la presión media de trabajo

Debido a que la potencia de un motor está relacionada con la presión de trabajo, es posible controlar la potencia si se regula la presión mediante algún medio externo. El método más sencillo para reducir la potencia implica retirar gas de trabajo hacia un contenedor y suministrar gas mediante un compresor cuando se requiera producir mayor potencia. En la práctica este concepto se vuelve complejo debido a que los intervalos de tiempo y el grado de apertura de las válvulas deben de ser cuidadosamente controlados y monitoreados.

- Variación del volumen muerto

Al incrementar el volumen muerto de un motor Stirling se reduce la amplitud de la variación de la presión y consecuentemente de la potencia, pero no necesariamente disminuye la eficiencia. Mediante la incorporación de espacios extra, el volumen muerto puede modificarse abriendo válvulas que incorporen volúmenes extra al circuito térmico del motor. Este tipo de control fue desarrollado por United Stirling y era preferido al sistema de control de variación de la presión utilizado por Phillips debido a la

complejidad del compresor para bombear el hidrógeno al recipiente contenedor (Walker 1980).

- Variación de la carrera del pistón

La potencia también se puede controlar mediante la variación de la carrera efectiva de los pistones, y esta técnica puede ser aplicada a motores con pistones de simple y doble acción, e incluso en motores de pistones libres. El mecanismo de *plato inclinado* (*swashplate*) de ángulo variable utilizado por el motor STM 4-120 es una de las aplicaciones que utilizan este método para el control de la potencia (Stine and Diver 1994).

- Variación del ángulo de desfase

Esta técnica representa una de las mejores maneras para controlar la potencia de un motor Stirling debido al rápido control del motor. El primer sistema en implementar un sistema de este tipo fue General Motors en el motor V8. Sin embargo este método no puede ser aplicado a pistones de doble acción (Thombare and Verma 2008). Este método ha sido demostrado exitosamente, encontrando que es posible incluso invertir el sentido del giro del motor en menos de una revolución (Walker 1980).

Características operacionales

Aun cuando el ciclo Stirling puede implementarse mediante una gran diversidad de configuraciones y con diversas técnicas de control, existen algunos factores y consideraciones que afectan en general el desempeño de cualquier sistema de este tipo. Algunos de estas características se describen a continuación:

- Volumen muerto

El volumen muerto en un motor Stirling real es una de las primeras modificaciones necesarias respecto al ciclo ideal. El volumen muerto implica la imposibilidad de que la totalidad del fluido de trabajo realice al mismo tiempo y bajo las mismas condiciones los diferentes procesos descritos por el ciclo. Dicho volumen es prácticamente inevitable para introducir los intercambiadores de calor y la suficiente área de transferencia de calor tanto en la matriz del regenerador como en el interior del calentador y enfriador, esto conlleva a una reducción de la amplitud de la presión y una reducción de la potencia de

salida por unidad de masa de fluido de trabajo (Walker 1980). En promedio el volumen muerto en un motor Stirling corresponde al 50% del volumen desplazado por los pistones. La influencia del volumen muerto cuantificado como porcentaje del volumen máximo tiene casi un efecto lineal sobre el trabajo por ciclo (Martini 1978), esto es, un motor con un porcentaje de volumen muerto de 30% alcanzará solo el 70% del trabajo que haría el mismo motor si tuviera 0% de volumen muerto. Cabe mencionar que el calor requerido se incrementa conforme aumenta el volumen muerto y también aumenta conforme disminuye la efectividad del regenerador. Un motor Stirling con un volumen muerto dado y un regenerador ineficiente no se verá afectado en la cantidad de trabajo neta producida siempre y cuando la temperatura efectiva del regenerador sea la media aritmética de la temperatura del calentador y enfriador. Sin embargo un motor con un regenerador ineficiente necesitará un mayor suministro de calor y mejor enfriamiento que un motor con un regenerador eficiente (Kongtragool and Wongwises 2006; Thombare and Verma 2008). El volumen muerto puede afectar la eficiencia del motor dependiendo de la ubicación de dicho espacio vacío (Thombare and Verma 2008).

- Pérdidas de energía

Los fenómenos de transferencia de calor internamente de un motor Stirling implican una considerable cantidad de pérdidas térmicas que deben ser consideradas y minimizadas durante su diseño a fin de lograr una alta eficiencia térmica. Las principales modalidades de estas pérdidas térmicas se describen brevemente a continuación:

Pérdidas por *conducción* – Principalmente a través del cilindro de expansión hacia el motor, igualmente a través del contenedor y la matriz del regenerador hacia el enfriador.

Pérdidas por *transporte de calor* – Este fenómeno se presenta principalmente debido a que el pistón o desplazador que oscila dentro de un cilindro que se encuentra a una diferencia de temperaturas considerables. Entre el pistón/desplazador y la pared interna del cilindro se encuentra un espacio en donde se transfiere gas caliente hacia la parte fría y viceversa.

Pérdidas por *convección y radiación* – Estos medios de transferencia se presentan en mayor medida dependiendo del diseño en el pistón/desplazador del cilindro de

expansión, debido a la alta temperatura a la que se encuentra la superficie del pistón en contacto con el gas y el espacio hueco en su interior en contacto con la parte del cárter.

Pérdidas por *regeneración imperfecta* – Debido a que la potencia ideal es calculada considerando que tanto la expansión, la compresión y la regeneración son ideales, es necesario corregir dicha potencia ideal. Al considerar que la matriz del regenerador tiene una capacidad térmica finita se tiene que conforme esta se satura térmicamente, aumenta el perfil de temperatura de la matriz lo que disminuye la transferencia de calor desde el fluido de trabajo hacia la matriz. De manera similar ocurre el mismo fenómeno en el sentido inverso en donde al disminuir la temperatura de la matriz (cuando cede energía térmica al fluido de trabajo) disminuye la cantidad de calor regenerado hacia el gas de trabajo. Esta disminución de transferencia de calor hacia y desde la matriz del regenerador se define como *ineficiencia* del regenerador y se calcula el déficit regenerativo de energía térmica, el cual es agregado al calor ideal suministrado y cuya suma representa en mejor manera el calor neto suministrado junto con la adición de otras pérdidas.

Pérdidas por *fricción mecánica y del fluido* (fluido-dinámica) – Definitivamente un motor tendrá cierta cantidad de fricción entre los elementos móviles como los anillos del pistón, las bielas del cigüeñal, los sellos mecánicos, los rodamientos, en la bomba de aceite. De manera similar la fricción producida por el fluido de trabajo al fluir a través de los intercambiadores de calor producen una caída de presión cuya energía consumida es suministrada por el mismo motor, lo cual se calcula y reduce de la potencia ideal producida.

- Comportamiento del torque

Generalmente es poca la variación del torque que produce un motor Stirling al variar su velocidad de operación, esta característica le permite tener altos torques a bajas velocidades, lo que facilita la aceleración y permite la utilización de transmisiones simples en aplicaciones automotrices (Walker 1980). Además el torque del motor Stirling tiene variaciones cíclicas cada revolución en vez de cada dos revoluciones como en el motor de combustión interna, lo que reduce la variación del torque y el tamaño requerido por el volante.

- Ruido

Una de las principales ventajas de los motores Stirling son sus bajos niveles de ruido en comparación con los motores de combustión interna (Pehnt 2006). Existen motores que tienen niveles de ruido de hasta 65 dB (McKenna 2003) lo que representa un gran potencial de utilización tanto en aplicaciones civiles y militares. Los bajos niveles de ruido se debe a que no tiene explosiones periódicas, ni tampoco hay válvulas u otras partes que tengan contacto bruscamente. Generalmente la mayor parte del ruido que presenta este tipo de motores proviene del ventilador del radiador (Walker 1980).

- Emisiones

Los sistemas que operan mediante combustibles pueden controlar con precisión un proceso de combustión continuo lo que permite reducir la cantidad de emisiones (Louay 2007). Algunos motores emiten únicamente 226 gr/MWh (McKenna 2003) y 10 mg/m³ de NOx respectivamente (Finkelstein and Organ 2001), adicionalmente tiene las características de poder operar con diferentes fuentes térmicas sin generar ningún tipo de emisiones atmosféricas (Ross 1989).

De entre las ventajas de un motor Stirling se tiene que:

- Pueden operar directamente con cualquier fuente de calor, no solo por combustión sino también solar, geotérmica, biológica, nuclear y calor de desecho.
- Los sistemas que operan mediante combustibles pueden controlar con precisión un proceso de combustión continuo lo que permite reducir la cantidad de emisiones y además presentan bajos niveles de vibración.
- Operan más silenciosamente que los motores a base de gasolina o diesel.
- Son más fáciles de operar y de dar mantenimiento que los motores convencionales.
- El arranque y paro es automático.
- Opera por largos periodos de tiempo con mínimo mantenimiento (Tsoutsos, Gekas et al. 2003) .
- La mayoría de los motores tienen los sellos y rodamientos en la parte cercana al enfriador requiriendo menor lubricación y logrando mayor durabilidad que otros motores.

- El mecanismo es más simple ya que no requiere de válvulas y el sistema de combustión es más sencillo en comparación con el motor de combustión interna (Louay 2007).
- Un motor que opera con un fluido en una sola fase tiene una presión de trabajo más constante, por tanto su diseño y construcción es más seguro en comparación con otros motores.
- Pueden ser contruidos para operar silenciosamente y sin necesidad de un suministro de aire, por ejemplo para la propulsión autónoma de un submarino.
- El arranque es sencillo y opera con mayor eficiencia en invierno.
- Un motor Stirling para el bombeo de agua puede diseñarse para que el agua enfríe el motor y su funcionamiento será mejor si el agua tiene baja temperatura.
- Son extremadamente flexibles y fácilmente se puede acoplar a un sistema de cogeneración.

Algunas de las desventajas son:

- Alto costo
- El arranque no es instantáneo y requiere entre 12-15 seg de precalentamiento (Martini 1978).
- Los intercambiadores de calor deben soportar las presiones de operación y la temperatura de operación, particularmente para el calentador estas condiciones demandan su construcción con materiales que aumentan el costo del motor. Generalmente el costo del calentador es del 40% del costo total del motor.
- La remoción de calor es particularmente complicada debido a que se busca mantener la temperatura del fluido de enfriamiento (agua o aire) lo más bajo posible para maximizar la eficiencia térmica. Esto incrementa el tamaño de los intercambiadores de enfriamiento. Aunado con el costo asociado a los materiales, este ha sido uno de los factores limitantes para su aplicación en automóviles.
- La potencia específica por unidad de volumen y peso es relativamente baja.

Aplicaciones

El trabajo inicial de la empresa Philips estaba orientado a desarrollar pequeños generadores termoeléctricos para el uso de radios y similares en áreas remotas (Walpita 1983). Desde su invención, prototipos de motores Stirling han sido desarrollados para fines automotrices y han sido probados en yates, barcos de pasajeros y vehículos para carretera como autobuses (West 1986; Meijer 1992). El motor también se ha desarrollado para aplicaciones en submarinos y la factibilidad de emplearlo en sistemas de carga espaciales ha sido explorada por la NASA (West 1986). Dentro de esta tecnología existe una amplia variedad de configuraciones y aplicaciones además de la generación de energía eléctrica. Entre ellas se tiene el bombeo de agua, aplicaciones para misiones espaciales, y generación eléctrica mediante diversas fuentes térmicas como la energía solar y la biomasa. Otra de las características del motor es que su ciclo es completamente reversible, esto es implica que al suministrarle trabajo, el motor opera como bomba de calor para calentamiento o enfriamiento incluyendo criogenia.

- Cogeneración

En el modo de operación de cogeneración implica la generación de electricidad de manera convencional y además aprovechar el calor desechado del motor en una segunda aplicación, como el calentamiento de agua, de espacios o algún proceso industrial. En la Figura 2.10 se muestra el motor Sunmachine pellet que tiene una máxima capacidad de generación eléctrica entregada a la red de 3 kW con un rango de eficiencia del 20-25% y una potencia térmica de 10.5 kW con una eficiencia global de 90% (Hofbauer 2010).



Figura 2.8. Motor Sunmachine Pellet.

- Enfriamiento y Criogenia

Aunque el motor Stirling ideal debiera alcanzar la eficiencia del ciclo de Carnot, los coeficientes de operación (COP's) de refrigeradores Stirling son menores que los sistemas de vapor de compresión. El COP de algunos motores Stirling de pistón libre disminuye aproximadamente de 1.6 a 0.8 con una elevación de temperatura de 13 a 33 K con una temperatura de entre 23 °C y 28 °C (Ewert and Berchowitz 1998). Además existen varias dificultades prácticas en desarrollar motores Stirling para refrigeración o aire acondicionado, los principales problemas son el bajo COP y la baja densidad de potencia debida a la pobre transferencia de calor entre el fluido de trabajo y el ambiente (Kribus 2002). Por este motivo solo pequeños refrigeradores Stirling pueden competir contra los refrigeradores domésticos de compresión de vapor, cuando la relación superficie-volumen es relativamente grande (Kim and Infante Ferreira 2008).

Por otra parte, los enfriadores criogénicos que operan en ciclo Stirling se caracterizan por su alta eficiencia, rápido enfriamiento, tamaño pequeño, bajo peso, bajo consumo de potencia y alta confiabilidad. Los enfriadores criogénicos Stirling son ampliamente usados para el enfriamiento de sensores infrarrojos y filtros súper-conductivos de alta temperatura (Park, Hong et al. 2002). Actualmente existen varios productos comerciales que utilizan máquinas de ciclo Stirling para aplicaciones de enfriamiento y criogenia

(Borne 2010), en la Figura 2.11 se muestra el Cryogenerador SPC-4T de cuatro cilindros y dos etapas con capacidad de producir 1600 W de enfriamiento a una temperatura de 80 K en una etapa y hasta 200 W a una temperatura de 20 K con dos etapas (Keistoer 2010).

- Motores para aplicaciones marinas y submarinas

La empresa Kockums con base en Suiza, ha proveído motores Stirling para impulsar submarinos en algunos modelos como el Oyashio, un submarino de ataque para la Fuerza de Autodefensa Marítima Japonesa (Janes 2007). En la Figura 2.12 se muestra uno de los primeros motores desarrollados para aplicaciones submarinas con condiciones de sigilo extremas.

- Generadores para misiones espaciales

En el centro de investigación NASA Glenn research center se desarrollan generadores Stirling de alta eficiencia, activados con radioisótopos para potenciales misiones espaciales, como el mostrado en la Figura 2.13.

Las aplicaciones particulares son la de proveer energía eléctrica a bordo de las naves espaciales y también para activar vehículos no tripulados para la exploración espacial (Lanni G. 2003).



Figura 2.9. Cryogenerador SPC-4T.



Figura 2.10. Motor Stirling Kockums 4-95.

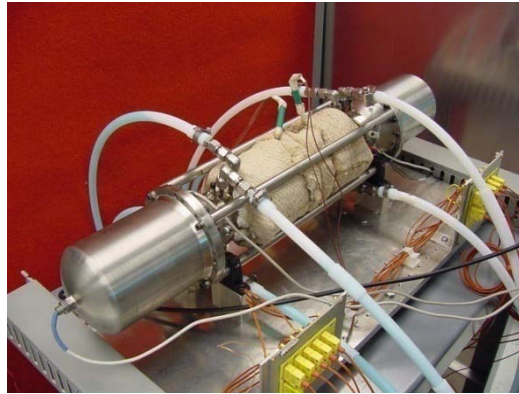


Figura 2.11. Prototipo Stirling Radioisotope Generator (SRG).

- Motores para aplicación automotriz

Uno de los centros que han reportado mayor desarrollo para aplicaciones automotrices es el NASA Lewis Research Center a través del proyecto Automotive Stirling Engine (ASE) que tuvo una duración de 10 años y una inversión de 100 millones de dólares. El desarrollo de la tecnología incluyó el diseño de dos motores experimentales, el Mod I y el Mod II. Los objetivos del programa eran demostrar una mejora de 30% en la eficiencia respecto a la de un vehículo de producción, demostrar el potencial de tener bajas emisiones además de tener posibilidad de utilizar diferentes combustibles líquidos, tener una confiabilidad y vida comparable a un motor automotriz, un costo competitivo, una aceleración adecuada y cumplir con los estándares federales de ruido y seguridad. De entre los objetivos cumplidos destacan que la mejora en el 30% de eficiencia puede ser alcanzada cumpliendo con los estándares de emisiones (se demostró una superioridad del 10-13% del rendimiento del combustible respecto a un motor de ignición por chispa), la posibilidad de operar con diversos combustibles líquidos y la capacidad de llevar a cabo una producción masiva con un costo competitivo. El motor Mod II logró cumplir los objetivos de desempeño y eficiencia al producir una potencia máxima de 60 kW a una velocidad de 4000 rpm y una máxima eficiencia de 38.5% a una velocidad de 1200 rpm. La agencia determinó que la tecnología del motor Stirling estaba lista para ser transferida. No obstante se identificaron áreas en las que se requiere más desarrollo y verificación para alcanzar el potencial total del concepto Stirling y elevar el nivel de la tecnología al punto

en que la comercialización automotriz pueda ser atractiva para un fabricante potencial de motores. Dichas áreas que requieren mayor desarrollo y verificación se pueden clasificar a grandes rasgos en: mejora del desempeño, reducción de las emisiones, reducción del costo de manufactura, mejora de la confiabilidad y la adaptación para aplicaciones no automotrices (Ernst W. D. 1997). El principal impedimento para la introducción fue la insuficiencia de experiencia comercial y los altos costos de producción masiva, no obstante dicha tecnología puede ser adaptada para aplicaciones no automotrices como generadores, bombas de calor, irrigación de cultivos, cogeneración y vehículos especiales, para obtener así la experiencia necesaria mediante la producción en bajos volúmenes (Tabata 1987).

En 1970 la compañía United Stirling desarrolló el motor V4X1 con el objetivo de aprovechar la tecnología automotriz existente y hacer el motor lo más simple posible. El motor tenía una capacidad máxima de 22 kW a 3000 rpm. Posteriormente se desarrolló el modelo V4X2 que se muestra en la Figura 2.14 con la finalidad de utilizar un calentador más económico. La prueba experimental mostró un desempeño inferior al esperado debido a que la potencia no aumentaba linealmente respecto a la presión media. Esta *caída de potencia* se investigó, encontrando que se debía a cálculos de transferencia de calor muy optimistas y una insuficiente transferencia de calor en la parte externa del calentador (Lundholm 2003).

Otras posibles aplicaciones de motores Stirling en aplicaciones automotrices son el aprovechamiento del calor de los gases de combustión, respecto a lo cual se ha reportado que es posible incrementar la potencia útil en un 30% de manera adicional a la generada por el motor de combustión interna (Cullen and McGovern 2010).

La compañía Stirling Thermal Motors (STM) diseñó y construyó un motor Stirling de 30 kW para utilizarlo en un vehículo híbrido de General Motors como parte de un programa del Departamento de Energía de Estados Unidos (DOE⁴). Sin embargo los motores resultaron muy grandes y no fueron lo suficientemente eficientes como para justificar mayor desarrollo para aplicaciones en vehículos híbridos (Zumerchik 2001).

⁴ Por sus siglas en inglés: *Department Of Energy*

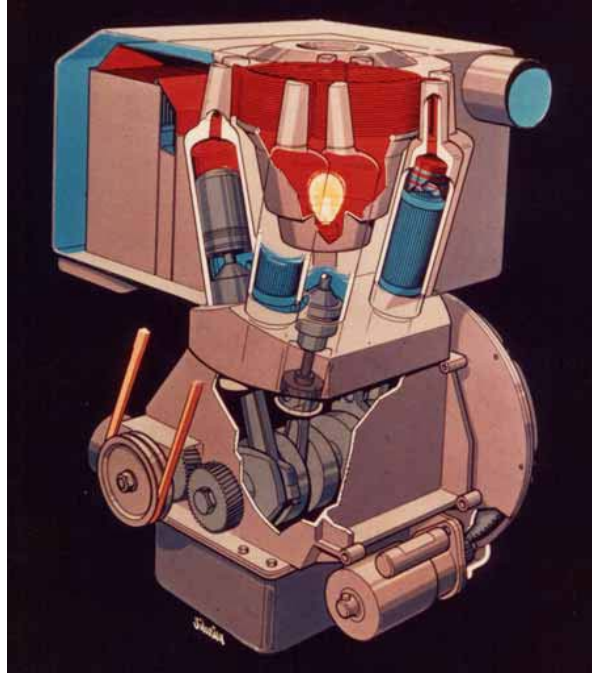


Figura 2.12. Vista esquemática del motor experimental V4X2.

- Motores para aplicaciones aeronáuticas

El motor Stirling tiene ventajas potenciales para ser utilizado en aviones debido a que: puede operar silenciosamente, producir menos emisiones, aumentar la eficiencia conforme aumenta la altitud, dado que disminuye la temperatura ambiental y ahorrar combustible. Además sería más confiable debido a la ausencia de un sistema de ignición, produciría menos vibración, permitiendo que las estructuras de los aviones duren más y finalmente sería necesario cargar una menor cantidad de combustible durante los vuelos. Desafortunadamente es necesario aumentar su potencia específica y reducir el costo.

- Motores de baja diferencia de temperatura

Existen diseños de motores Stirling generalmente en configuración gamma, despresurizados (que operan a presión ambiente) y sin regenerador, que pueden operar con diferencias de temperatura de hasta $0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Senft 1991), lo que motiva su desarrollo para el aprovechamiento de corrientes de calor residual. Generalmente su potencia es de pocos Watts y sus eficiencias son menores a 1%, no obstante se visualizan como tecnología de bajo costo para áreas rurales (Kongtragool and Wongwises 2007).

Comúnmente algunos se comercializan como juguetes o modelos educativos a precios de hasta \$ 430 usd (Company 2002).

- Dispositivos biomédicos

La empresa McDonnell Douglas desarrolló motores Stirling con capacidades de hasta 5 W y eficiencias de 18% para su aplicación en corazones artificiales debido a su confiabilidad y la capacidad de hacerlos eficientes en pequeños tamaños (Martini 1978).

Referencias

- Adkins, D. R., C. E. Andraka, et al. (1996). Mass transport, corrosion, plugging, and their reduction in solar dish/Stirling heat pipe receivers. Conference: 31. intersociety energy conversion engineering conference, Washington, DC.
- Almanza S. R., M. G. F. (1994). Ingeniería de la energía solar. México.
- Altman, A. (2001). SNAP – A Stirling Numerical Analysis Program with User Viewable and Modifiable Code. Proceedings of IECEC. Savannah, Georgia.
- Andraka, C. E., K. S. Rawlinson, et al. (1996). Solar heat pipe testing of the Stirling thermal motors 4-120 Stirling engine. Conference: 31. intersociety energy conversion engineering conference, Washington, DC.
- Andreas Häberle, C. Z., Hansjörg Lerchenmüller Max Mertins Christof Wittwer Franz Trieb Jürgen Dersch (2002). The Solarmundo line focussing Fresnel collector. Optical and thermal performance and cost calculations. International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies: 11.
- Aringhoff R., B. G., Geyer M., Teske S (2005). Concentrated solar power now!, Greenpeace
- Bergermann, S. (1992). The Solar Chimney, Structural Consulting Engineers.
- Borne, T. (2010). "Projet Stirling." Retrieved Nov 4, from www.projetstirling.fr.
- Breeze, P. (2005). Power Generation Technologies. Oxford, Elsevier.
- Chen, N. C. J., Griffin F. P. (1983). A Review of Stirling Engine Mathematical Models. Oak Ridge, Tennessee Oak Ridge National Laboratory.
- Company, A. S. (2002). Stirling Engine Reference - Guide and Catalog. A. S. Company.
- Cullen, B. and J. McGovern (2010). "Energy system feasibility study of an Otto cycle/Stirling cycle hybrid automotive engine." Energy 35(2): 1017-1023.

- Duffie, J. A. (1991). Solar engineering of thermal processes / John A. Duffie, William A. Beckman. New York ;, Wiley.
- Ernst W. D. , R. K. S. (1997). Automotive Stirling Engine Development Project. D. o. energy. Latham, New York.
- Ewert, M. K., Agrella, M., DeMonbrun, D., Frahm, J., Bergeron, D.J, and D. Berchowitz (1998). Experimental evaluation of a solar PV refrigerator with thermoelectric, Stirling, and vapour compression heat pumps. Proceedings of ASES Solar 98 Conference. Albuquerque, USA.
- Finkelstein, T. and A. J. Organ (2001). Air engines : the history, science, and reality of the perfect engine. New York; Bury St. Edmonds, Suffolk, UK, ASME Press ; Published in the U.K. by Professional Engineering Pub.
- Harris, J. A. and T. G. Lenz (1985). "Thermal performance of solar concentrator/cavity receiver systems." Solar Energy **34**(2): 135-142.
- Hofbauer, T. (2010). Sunmachine. http://www.sunmachine.fr/prod_pellets.htm.
- Hogan Jr, R. E. (1994). "AEETES--A solar reflux receiver thermal performance numerical model." Solar Energy **52**(2): 167-178.
- Janes, I. (2007) "First Improved Oyashio-class boat takes to the water." IHS Janes.
- Kalogirou, S. A. (2004). "Solar thermal collectors and applications." Progress in Energy and Combustion Science **30**(3): 231-295.
- Kalogirou, S. A. (2009). Solar Energy Engineering - Process and Systems, Academic Press - Elsevier.
- Kaushika, N. D. and K. S. Reddy (2000). "Performance of a low cost solar paraboloidal dish steam generating system." Energy Conversion and Management **41**(7): 713-726.
- Kearney D. W., P. H. W. (1992). Solar thermal plants-LUZ concept (current status of the SEGS plants). Proceedings of the Second Renewable Energy Congress, Reading, UK.
- Keistoer, I. M. (2010). "Stirling Cryogenics." from <http://www.stirlingcryogenics.com/products/power-coolers/all/spc-4t/>.

- Kim, D. S. and C. A. Infante Ferreira (2008). "Solar refrigeration options - a state-of-the-art review." International Journal of Refrigeration **31**(1): 3-15.
- Kongtragool, B. and S. Wongwises (2003). "A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines." Renewable and Sustainable Energy Reviews **7**(2): 131-154.
- Kongtragool, B. and S. Wongwises (2006). "Thermodynamic analysis of a Stirling engine including dead volumes of hot space, cold space and regenerator." Renewable Energy **31**(3): 345-359.
- Kongtragool, B. and S. Wongwises (2007). "Performance of a twin power piston low temperature differential Stirling engine powered by a solar simulator." Solar Energy **81**(7): 884-895.
- Kreith, F. and D. Y. Goswami (2007). Handbook of energy efficiency and renewable energy. Boca Raton, CRC Press.
- Kreith F., K. J. F. (1978). Principles of solar engineering, McGraw Hill.
- Kribus, A. (2002). "Thermal Integral Micro-Generation Systems for Solar and Conventional Use." Journal of Solar Energy Engineering **124**(2): 189-197.
- Kuppan, T. (2000). Heat exchanger design handbook. New York, Marcel Dekker.
- Lanni G., T. a. J. G. S. (2003). NASA GRC Stirling Technology Development Overview. N. A. a. S. A.-G. R. Center. Albuquerque, New Mexico, NASA.
- Louay, C. a. P. J. M. M. (2007). Micro-CHP Power Generation for residential and small commercial buildings. Electric Power Research Trends. M. C. Schmidt. New York, Nova Science Publishers.
- Lundholm, G. (2003). The Experimental V4X Stirling Engine - A Pioneering Development. Proceedings of the 11th International Stirling Engine Conference, Rome, Italy
- Manrique, A. J. (1984). Energía solar-fundamentos y aplicaciones fototérmicas. México, Harla.
- Marion W., U. K. (1994). User's manual for TMY2s – Typical meteorological years. N. R. E. Laboratory. Colorado, Estados Unidos
- Martini, W. R. (1978). Stirling engine design manual, NASA.

- McKenna, J. J. (2003). Game Changer-Stirling Engines at Landfills. Landfill Methane Outreach Program 6th Annual Conference and Project Expo. Washington, D.C.
- Meijer, R. F. (1992). Stirling engine. Enciclopedia of science and technology. New York, McGraw-Hill.
- Mills, D. (2004). "Advances in solar thermal electricity technology." Solar Energy **76**(1-3): 19-31.
- Monson, D. S. (1961). Second quarterly Tech. Progress Rep. Continuation of 3 kW Stirling solar power system program. Indianapolis, Indiana, Allison Div. of General Motors Corp.
- Muhlia, A. V. (2004). notas: curso de Solarimetría. Congreso mundial de energía renovable, Guanajuato, Guanajuato, México
- Nepveu, F., A. Ferriere, et al. (2009). "Thermal model of a dish/Stirling systems." Solar Energy **83**(1): 81-89.
- Nunney, M. J. (2006). Light and Heavy Vehicle Technology. Jordan Hill, Oxford, Butterworth-Heinemann.
- Organ, A. J. (1997). The Regenerator and the Stirling Engine. London, Mechanical Engineer Publications.
- Park, S. J., Y. J. Hong, et al. (2002). An Experimental Study of the Phase Shift between Piston and Displacer in a Stirling Cryocooler. Cryocoolers **12**. R. G. Ross, Springer US: 95-101.
- Pehnt, M., Cames, M., Fischer, C., Praetorius, B., Schneider, L., Schumacher, K., Voß, J.-P. (2006). Micro Cogeneration - Towards Decentralized Energy Systems. New York, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2006.
- Pitz-Paal, R. (2007). High Temperature Solar Concentrator. Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS). S. M. R. Julian Blanco Galvez. Oxford, UK.
- Prieto, J., J. Fano, et al. (1997). "Preliminary design of the kinematic Stirling engine using dynamic similarity and quasi-static simulation." Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science **211**(3): 229-238.

- Pulkrabek, W. W. (2004). Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, Prentice Hall.
- Rinia H., F. K. d. (1946). Air Engines. **62**: 129-136.
- Rogdakis, E. D., N. A. Bormpilas, et al. (2004). "A thermodynamic study for the optimization of stable operation of free piston Stirling engines." Energy Conversion and Management **45**(4): 575-593.
- Romero, M., R. Buck, et al. (2002). "An Update on Solar Central Receiver Systems, Projects, and Technologies." Journal of Solar Energy Engineering **124**(2): 98-108.
- Rosenfeld, J., H.; Ernst, Donald, M.; Lindemuth, James, E.; Sanzi, James, L.; Geng, Steven, M.; Zuo, Jon (2004). An Overview of Long Duration Sodium Heat Pipe Tests, National Aeronautics and Space Administration John H. Glenn Research Center at Lewis Field Cleveland.
- Ross, B. A. (1989). Stirling machines and atmospheric emissions. Energy Conversion Engineering Conference, 1989. IECEC-89., Proceedings of the 24th Intersociety Washington, DC , USA
- Schmidt, G. (1871). "Theory of Lehmann's heat machine." Journal of the German Engineers Union **15**(1).
- Schramek, P. and D. R. Mills (2001). "Heliostats for maximum ground coverage." Energy **29**(5-6): 701-713.
- Senft, J. R. (1991). An ultra low temperature differential Stirling engine. Proceeding of the 5th International Stirling Engine Conference. Dubrovnik, May.
- Senft, J. R. (1993). Ringbom Stirling engines. New York, Oxford University Press.
- Senft, J. R. (2002). "Optimum Stirling engine geometry." International Journal of Energy Research **26**(12): 1087-1101.
- Silva, M. (2004). Sistemas Termosolares de Concentración, Escuela Superior de Ingenieros Industriales, Universidad de Sevilla.
- Smertyak, Y. L. (1985). "Proneness of oils to spontaneous ignition in high-pressure air compressors." Chemical and Petroleum Engineering **21**(11): 553-556.

- Stephens, J. R. W., W. R.; Watson, G. K.; Johnston, J. R.; Croft, W. J. (1977). Materials technology assessment for stirling engines NASA Glenn Research Center
- Stine, W., J. Kern, et al. (2004). Energy Conversion. The CRC Handbook of Mechanical Engineering, Second Edition, CRC Press.
- Stine, W. B. and R. B. Diver (1994). A compendium of solar dish/Stirling technology. Other Information: PBD: Jan 1994: Medium: ED; Size: 104 p.
- Tabata, W. K. (1987). Automotive Stirling Engine Development Program - a success. U. S. D. O. E. C. a. R. E. O. o. V. a. E. R&D. Philadelphia, Pennsylvania.
- Thombare, D. G. and S. K. Verma (2008). "Technological development in the Stirling cycle engines." Renewable and Sustainable Energy Reviews **12**(1): 1-38.
- Timoumi, Y., I. Tlili, et al. (2008). "Performance optimization of Stirling engines." Renewable Energy **33**(9): 2134-2144.
- Tiwari G. N. , S. S. (1997). Solar Thermal Engineering Systems. New Delhi, India, Narosa Publishing House.
- Tsoutsos, T., V. Gekas, et al. (2003). "Technical and economical evaluation of solar thermal power generation." Renewable Energy **28**(6): 873-886.
- Urieli, I. (2002, 2002). "Stirling Cycle Machine Analysis." 2007, from <http://www.ent.ohiou.edu/~urieli/stirling/me422.html>.
- Walker, G. (1980). Stirling engines. New York, Oxford University Press.
- Walpita, S. H. (1983). Development of the solar receiver for a small Stirling engine. In: Special study Project. Bangkok, Asian Institute of Technology.
- Watanabe, H. F., Y.; Moriya, S.; Isshiki, N. (2000). Characteristics of Stirling engine regenerator. Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit, 2000. (IECEC) 35th Intersociety Las Vegas, NV , USA IEEE.
- West, C. D. (1986). Principles and applications of Stirling engines. New York Van Nostrand Reinhold.
- Whitaker, J. C. (2006). Power-Generation Systems. AC Power Systems Handbook, Third Edition, CRC Press: 35-48.
- Wolfgang, S. (1989). Solar Chimney in Manzanares, Nicolas Janberg's Structurae.

- Wood Gary J. Chagnot BJ, P. L. (1982). Design of a low pressure air engine for third world use. Proceddings of the 17th intersociety energy conversion engineering. Los Angeles, California.
- Zarza, E. (1999). Project DISS (Direct Solar Steam); update on project status and future planning. ISES World Congress, Jerusalem.
- Zarza, E. and M. Romero-Alvarez (2007). Concentrating Solar Thermal Power. Energy Conversion. Y. Goswami, CRC Press.
- Zumerchik, J. (2001). Hybrid Vehicles. MacMillan Encyclopedia of Energy. J. Zumerchik. New York. **2**: 636.

3

Estudio y Diseño del Sistema Propuesto

“La tecnología es un regalo de Dios, después del don de la vida es quizá el mayor de sus dones. Es la madre de las civilizaciones, de las artes y las ciencias.”

Freeman Dyson

3.1 Nomenclatura

3.2 Descripción y ventajas del sistema

3.3 Modelo matemático y algoritmo de solución

Solución del modelo

3.4 Descripción del simulador desarrollado

3.5 Validación del simulador

3.6 Estudio de paramétrico

3.7 Diseño del sistema propuesto

Concentrador solar • Motor Stirling

Mecanismo del motor

Calentador • Regenerador

Enfriador de tubo y aleta

Enfriador de tubo y coraza

Dimensiones y parámetros del motor

Referencias

La naturaleza del funcionamiento del motor de ciclo Stirling, así como su interacción con el medio ambiente a través del receptor de cavidad y enfriador, hace necesario la utilización de procedimientos numéricos iterativos para poder simular su comportamiento térmico. Por este motivo se procede a desarrollar un simulador numérico, con la finalidad de auxiliar en la etapa de diseño y optimización del sistema. Durante la descripción de los modelos se encontrará que a grandes rasgos es sencillo realizar modificaciones para evaluar distintas geometrías, configuraciones y arreglos de motor, lo que le brinda al simulador una ventaja como herramienta de análisis sobre otros tipos de simuladores del tipo de tercer orden o elementos finitos.

3.1 Nomenclatura

A	Área, m ²
AHT	Área de transferencia de calor por la matriz o para la pared del cilindro, cm ²
AHTH	Área de transferencia de calor por conducción de regenerador, cm ²
ALPH	Ángulo de desfase, grados
ang_t	Ángulo de arreglo del banco de tubos, grados
AT_C	Área total del enfriador, m
BP	Potencia básica del motor Stirling (sin pérdidas de potencia), W
BHI	Calor básico suministrado, W
CP	Capacidad calorífica del gas a presión constante, J/ g K
cr	Relación de contracción, adimensional
CV	Capacidad calorífica del gas a volumen constante, J/ g K
D	Diámetro, m
DCYH	Diámetro de los cilindros, m
DELP	Caída de presión, MPa
DELW	Trabajo producido por ciclo, J
DIC	Diámetro interno de los tubos del enfriador, cm
DIH	Diámetro interno de los tubos del calentador, cm
DR	Diámetro interno del regenerador, cm
e_slope	Error óptico de la superficie del concentrador, mrad
e_sensor	Error óptico del sensor del sistema de seguimiento, mrad
e_drive	Error óptico del mecanismo de seguimiento, mrad
e_align	Error óptico de la alineación del receptor, mrad
e_reflec	Error óptico de la reflectancia especular de la superficie reflectiva, mrad

e_sun	Consideración de la imagen solar como error óptico, mrad
f	Distancia focal, m
F	Factor de fricción
FCHT	Fracción del ciclo para el flujo del gas hacia el calentador
FF	Factor de llenado, fracción del regenerador llenado con sólido
Fp	Separación entre aletas, aletas/cm
fr	Factor de fricción, adimensional
Gr	Número de Grashof, adimensional
G	Velocidad de la masa, basada en el área de flujo, g/cm ² seg
H	Coefficiente de transferencia de calor, W/cm ² K
ia	Ángulo de inclinación del receptor de cavidad, °
Id	Radiación solar directa, W/m ²
KG	Conductividad térmica del gas, W/cm ² (K/cm)
KM	Conductividad térmica del metal, W/cm ² K
L	Espesor, longitud, m
L ₂	Ancho del banco de tubos, cm
L ₃	Alto del banco de tubos, cm
LC	Longitud total de cada tubo del enfriador, cm
LCHT	Longitud enfriada de cada tubo del enfriador, cm
LD	Longitud del desplazador, cm
LH	Longitud de cada tubo del calentador, cm
LHHT	Longitud calentada de cada tubo del calentador, cm
LR	Longitud de la matriz del regenerador, cm
m	Flujo másico, kg/s
MSH	Tamaño de la malla, alambres/cm
n	Desviaciones estándar
N	Número de tubos, adimensional
Nb	Número de baffles
Nfin	Número de aletas por unidad de longitud, cm ⁻¹
Nu	Número de Nusselt, adimensional
NP	Potencia neta, Watts
Nr	Número de filas de tubos, adimensional
NR	Número de regeneradores, adimensional
NS	Número de mallas por regenerador
NTC	Número de tubos de enfriamiento por unidad de potencia
NTH	Número de tubos de calentamiento por unidad de potencia
NTUC	Número de unidades de transferencia para el enfriador de gas

NTUH	Número de unidades de transferencia para el calentador de gas
NTUV	Número de unidades de transferencia para el regenerador
NU	Velocidad del motor, Hz, Ciclos por segundo
NT	Relación de temperaturas TH/TC
p	Distancia entre la superficie del disco y el punto focal, m
Pl	Separación longitudinal entre tubos del enfriador, cm
Pr	Número de Prandtl, adimensional
PAVG	presión media en tiempo promedio, MPa
PMAX	presión máxima del ciclo, MPa
PMIN	presión mínima del ciclo, MPa
PR	Número de Prandtl
Pt	Separación entre tubos, cm
Q	Flux de energía (térmica), W/m ²
QC	Conducción de transferencia de calor, W
QGC	Calor del enfriador de gas, W
QGH	Calor del calentador de gas, W
QITS	Oscilación de temperatura interna, W
QN	Calor neto suministrado, W
QR	Calor neto transportado por radiación, W
Q _{rec}	Flujo de calor transferido en el enfriador, W
Q _{rad_ref}	Pérdida térmica por radiación reflejada, W
Q _{rad_emit}	Pérdida térmica por emisión de radiación, W
Q _{conv_tot}	Pérdida térmica por convección, W
Q _{cond}	Pérdida térmica por conducción, W
QRH	Calor neto de recalentamiento, W
QS	Pérdidas de calor por conducción estática, W
QTS	Pérdidas por oscilación de temperatura, W
R	Resistencia térmica, K/W
Re	Número de Reynolds, adimensional
ref	Reflectancia de la superficie reflectiva, adimensional
RHOM	Densidad del gas, g/cm ³
SP	Carrera, m
sep	Distancia entre apertura y calentador, cm
SIG	Constante de Stefan-Boltzman = 5.67×10^{-12} W/cm ² K ⁴
T	Temperatura, K
TC	Temperatura efectiva en el lado frio, espacio de compresión, K
TCM	Temperatura del metal sumidero de calor, K

t_f	Espesor de la aleta, mm
TH	Temperatura efectiva del lado caliente, espacio de expansión, K
THM	Temperatura del metal fuente de calor, K
THW	Espesor del alambre en las mallas del regenerador, cm
Tins	Espesor del aislante, cm
TR	Temperatura efectiva del regenerador, K
V	Volumen, cm^3
VCD	Volumen muerto frio, cm^3
VCDX	Volumen muerto frio extra después del enfriador, cm^3
VCL	Máximo volumen frio instantáneo, cm^3
VD	Volumen muerto total, cm^3
VHD	Volumen muerto caliente, cm^3
VHDX	Volumen muerto caliente extra después del calentador, cm^3
VHL	Máximo volumen caliente instantáneo, cm^3
VRD	Volumen muerto del regenerador, cm^3
VTD	Volumen muerto total, cm^3
w	Ancho de la imagen focal, m
WCS	Flujo másico efectivo de gas hacia el espacio frio, g/s
WHS	Flujo másico efectivo de gas hacia el espacio caliente, g/s
WP	Pérdidas de potencia por resistencia aerodinámica totales, W
WPC	Pérdidas de potencia por resistencia aerodinámica en el enfriador, W
WPH	Pérdidas de potencia por resistencia aerodinámica en el calentador, W
WPR	Pérdidas de potencia por resistencia aerodinámica en el regenerador, W
WT	Espesor de la pared del cilindro, cm

Símbolos griegos

α	Absortividad (de la cavidad)
$\Delta\psi$	Incremento del ángulo de borde
ΔT	Diferencia de temperaturas, K
ε	Emisividad
σ	Constante de Stefan-Boltzman $\text{W/m}^2\cdot\text{K}^4$
σ_{tot}	Error total del colector
Γ	Factor de intercepción del anillo diferencial específico evaluado en Ψ
η	Eficiencia
ρ	Reflectancia de la superficie
φ	Factor de intercepción

θ	Ángulo de inclinación de la cavidad
ψ	Ángulo de borde del concentrador
μ	Viscosidad dinámica, kg/m·s
v	Velocidad del viento

Subíndices

abs	absorbedor
amb	ambiente
ap	apertura
c	compresión
cav	cavidad
cil	cilindro
comb	combinada ($\eta_{\text{rec}} \cdot \eta_{\text{mot}}$)
cond	conducción
conv	convección
disco	disco concentrador (sin sombra)
e	expansión
eff	efectiva
emit	emitida
en	entra
enf	enfriador, enfriamiento
eng	motor
exp	expansión
ext	externa
fan	ventilador
fe	fluido de enfriamiento
fin	aleta
h	calentador
ins	aislante
i	interno
k	enfriador
min	mínima
mot	motor
nat	natural
o	salida, exterior
perd	pérdidas

prom	promedio
r	regenerador
rad	radiación
rec	receptor (cavidad)
ref	reflejada
shell	coraza
sup	superficie
sw	barrido total
tot	total
tub	tubo
viento	velocidad del aire (clima)
w	pared

3.2 Descripción y ventajas del sistema

El sistema de generación eléctrica termosolar estudiado consiste de un concentrador solar de disco parabólico con receptor de cavidad, motor Stirling y un generador eléctrico con una capacidad de 1 kW. En la Figura 3.1 se muestra esquemáticamente el concentrador solar, el receptor de cavidad y los principales parámetros considerados en el análisis óptico-geométrico. El receptor de cavidad que contiene al calentador del motor Stirling es cilíndrico y su apertura coincide con el punto focal del concentrador. El calentador se encuentra separado de la apertura de la cavidad ajustando la imagen solar sobre toda el área del calentador. La función de la cavidad que está aislada térmicamente, es disminuir las pérdidas térmicas por conducción, convección y radiación hacia el ambiente.

El motor Stirling se muestra esquemáticamente en la Figura 3.2. El *calentador* está formado por un conjunto de tubos acomodados paralelamente sin espacios entre ellos. El aspecto del calentador es cuadrado, donde el ancho y largo del banco de tubos son iguales con la intención de tener el mínimo de área sin incidencia de rayos solares. La distancia que existe de esquina a esquina del calentador coincide con la imagen producida por el concentrador.

Debido a que la imagen producida por el concentrador es circular y la forma del calentador es cuadrada, se tienen cuatro secciones del calentador donde no incide directamente la imagen solar. El diseño considera los rayos solares que no inciden sobre

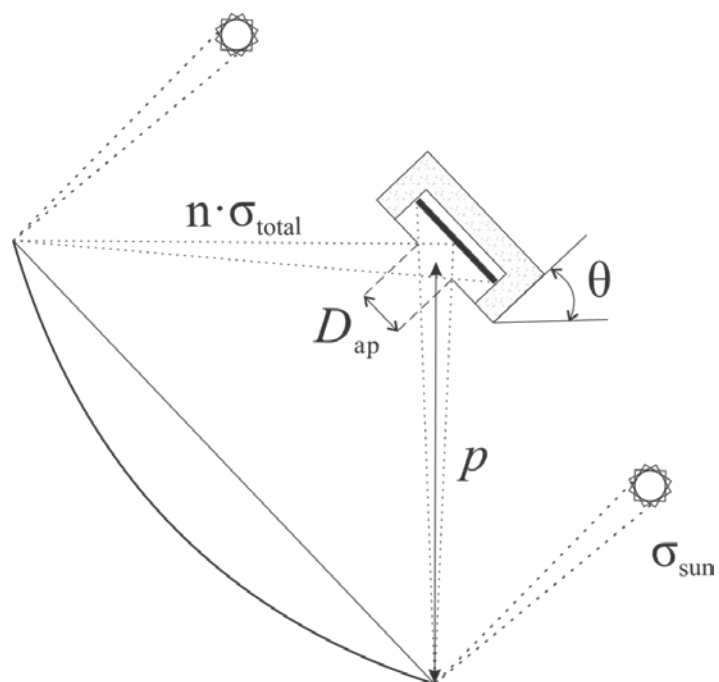


Figura 3.1 Esquema óptico del concentrador solar y receptor de cavidad.

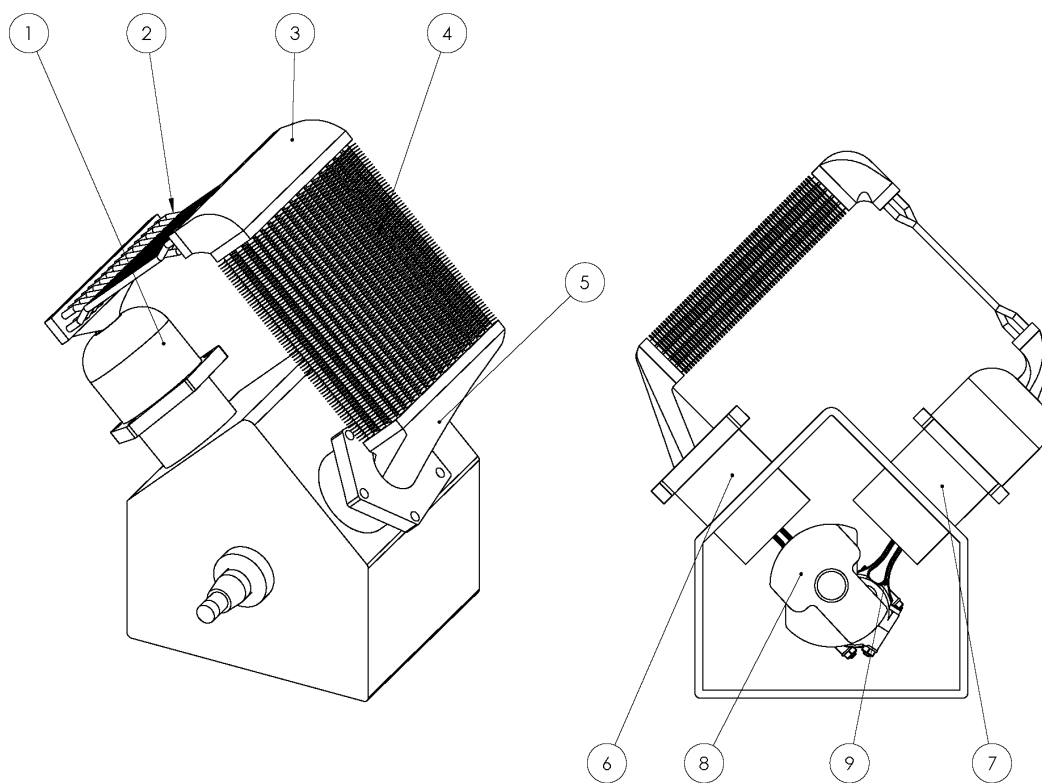


Figura 3.2. Diagrama esquemático del motor Stirling.

el calentador, son reflejados por una superficie hacia el banco de tubos. Sin embargo para simplificar su estudio se asume que la totalidad de energía solar contenida en la imagen solar incide sobre el calentador.

El calentador (2) se ensambla sobre el cilindro de expansión (7) con una *extensión del cilindro* (1) de expansión dentro de la cual se encuentra el desplazador acoplado al pistón de expansión (9). El pistón de expansión que esta acoplado al cigüeñal del motor (8) tiene una extensión cuyo objetivo es la reducción de la temperatura de operación del pistón y disminuir las pérdidas por conducción de calor a través del pistón. La extensión del cilindro además de contener al desplazador, se diseña para poder operar a la alta temperatura y presión de trabajo del motor.

El *regenerador* (3) del motor está formado por un cuerpo curvo hueco que contiene una matriz compuesta por mallas metálicas apiladas transversalmente al sentido del flujo del gas de trabajo, donde el diámetro de estas mallas es igual al diámetro interno del cuerpo del regenerador.

La remoción de calor residual del motor Stirling hacia el ambiente se realiza a través del *enfriador* (4) el cual se conecta al cilindro de compresión (6) mediante un conducto (5). Este intercambiador de calor se seleccionó del tipo de tubo y aletas continuas debido a su alta densidad de área. El arreglo de los tubos utilizado es del tipo triangular basándose en los resultados reportados por (Kim, Yun et al. 1997; Wang 1997) en donde indica que el arreglo triangular incrementa la transferencia de calor debido a la turbulencia producida por el flujo de aire. Finalmente el tipo de aletas externas continuas onduladas tipo herringbone fue seleccionado debido a que presenta una mayor transferencia de calor que las aletas onduladas (Kim, Yun et al. 1997). El flujo de aire por la parte externa es generado por un ventilador mediante un tiro inducido.

El motor utiliza nitrógeno como fluido de trabajo y tiene dos pistones de simple acción en acoplamiento tipo alfa mediante un mecanismo biela-manivela. El generador eléctrico se asume que es del tipo de inducción y que se encuentra acoplado directamente al motor. La eficiencia eléctrica asociada a estos generadores varía entre 96 y 97% (Hau 2006).

De entre las ventajas que tiene la configuración propuesta es que permite incorporar diseños comunes y fáciles de construcción tanto para el calentador como el enfriador de tubo y aleta. También permite utilizar bloques de motor de combustión interna convencionales, al cual se le hace únicamente una modificación al pistón de expansión mediante la integración de una “corona”, cuya función es desplazar el gas caliente, mientras el pistón original y las partes en contacto con el cilindro del motor operan a menores temperaturas.

Una ventaja adicional es que al cambiar el tipo de enfriamiento indirecto por agua al tipo de enfriado por aire directamente, es posible utilizar la misma configuración del calentador y receptor de cavidad.

El diseño del calentador incluye dobleces asimétricos en los extremos de cada uno los tubos que conforman el receptor de energía solar. Dichos dobleces además de facilitar el proceso de manufactura del mismo, reducen el esfuerzo provocado por la expansión térmica sobre el elemento al que estén unidos dichos tubos.

La configuración propuesta en su conjunto permite además deformarse ligeramente para absorber la expansión térmica producida principalmente por el calentador y regenerador, sin afectar las uniones en las que se tienen sellos, lo que reduce la fuga del gas de trabajo.

3.3 Modelo matemático y algoritmo de solución

- **Concentrador solar**

El nivel de temperatura requerido para lograr una alta transferencia de calor en un área pequeña (calentador), demanda el uso de colectores solares con concentración, tales como el disco parabólico o paraboloide. La función de este componente es recibir la radiación directa en un área de captación y reflejarla hacia un área más pequeña (calentador) con una mayor densidad de energía por unidad de área (energía solar concentrada).

Para representar el comportamiento óptico-geométrico del concentrador de disco parabólico, el modelo considera los errores típicos reportados por (Stine 1985), tales como el error de la estructura, sistema de seguimiento (sensor y mecanismo), posición del receptor y la reflectividad especular de la superficie, entre otros.

La geometría del disco parabólico se describe mediante el diámetro de apertura del disco D_{dish} , la distancia focal f y el ángulo de borde ψ mediante la siguiente relación:

$$f = \frac{D_{\text{dish}}}{4 \tan(\psi/2)} \quad (1)$$

Las variables de mayor interés respecto al concentrador de disco parabólico son el ancho de la imagen solar en la zona focal ω , el cual se calcula considerando la relación geométrica que tiene la imagen respecto al concentrador (Stine 1985):

$$\omega = 2p \cdot \tan\left(n \frac{\sigma_{\text{total}}}{2}\right) / \cos(\psi) \quad (2)$$

El ancho de la imagen solar en la zona focal y el ancho del área de apertura de la cavidad determinan la cantidad de energía interceptada por el receptor de cavidad. La relación entre la energía interceptada y la cantidad de energía reflejada por el concentrador solar se define como factor de intercepción φ , mediante (Stine 1985):

$$\varphi = \left(\sum_{\psi=0^\circ}^{\psi} \frac{\Gamma \cdot 8\pi \cdot I \cdot f^2 \cdot \sin(\psi) \cdot \Delta\psi}{(1 + \cos(\psi))^2} \right) / I \cdot A_{\text{concentrador}} \quad (3)$$

- Receptor

El receptor de cavidad tiene la función de interceptar la mayor cantidad posible de energía solar y transferirla al calentador, minimizando las pérdidas ópticas y térmicas hacia los alrededores. El análisis del receptor de cavidad considera la transferencia de calor (pérdidas térmicas) por convección natural y la debida al viento, la radiación reflejada y emitida, y la conducción de calor a través del aislante. Asumiendo que la distribución de la irradiancia es uniforme y que las propiedades ópticas y térmicas de la cavidad y calentador permanecen constantes, el flujo de calor transferido al motor (Q_{mot}) se calcula mediante:

$$Q_{\text{mot}} = Q_{\text{rec}} - Q_{\text{rad,ref}} - (Q_{\text{cond}} + Q_{\text{conv,tot}} + Q_{\text{rad,emit}}) \quad (4)$$

El flujo de calor que entra en el receptor de cavidad (Q_{rec}) se calcula considerando el área de apertura no sombreada del concentrador solar ($A_{\text{concentrador}}$):

$$Q_{\text{rec}} = I_d \cdot A_{\text{concentrador}} \cdot \rho \cdot \varphi \quad (5)$$

Se asume que las superficies internas de la cavidad son difusas y grises, de tal forma que parte de la radiación interceptada es reflejada fuera de la cavidad, la cual se calcula con (Duffie 1991):

$$Q_{\text{rad,ref}} = (1 - \alpha_{\text{eff}}) \cdot Q_{\text{rec}} \quad (6)$$

donde α_{eff} es la absorptividad efectiva de la cavidad:

$$\alpha_{\text{eff}} = \frac{\alpha_{\text{cav}}}{\alpha_{\text{cav}} + (1 - \alpha_{\text{cav}}) \cdot (A_{\text{ap}} / A_{\text{cav,total}})} \quad (7)$$

Las pérdidas térmicas por conducción a través del aislante son disipadas posteriormente por convección en el exterior de la cavidad y se obtienen mediante:

$$Q_{\text{cond}} = \frac{T_{\text{w.o,h}} - T_{\text{amb}}}{L / (k_{\text{aislante}} \cdot A_{\text{rec}}) + 1 / (h_{\text{nat}} \cdot A_{\text{w.o,k}})} \quad (8)$$

El cálculo de las pérdidas por convección desde el interior del receptor, se realiza utilizando la correlación propuesta por (Stine 1989):

$$Nu_{\text{conv,nat}} = 0.088 \cdot Gr^{1/3} \cdot (T_{\text{w.o,h}} / T_{\text{amb}})^{0.18} \cos(\theta)^{2.47} (D_{\text{ap}} / D_{\text{rec}})^b \quad (9)$$

donde b se define como:

$$b = 0.982(D_{\text{ap}} / D_{\text{rec}}) + 1.12$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección natural en el interior de la cavidad se calcula mediante:

$$h_{\text{conv,nat}} = \frac{Nu_{\text{conv,nat}} k_{\text{rec}}}{D_{\text{rec}}} \quad (10)$$

Para calcular las pérdidas térmicas por convección desde el interior del receptor debidas a la velocidad del viento, se utiliza el modelo propuesto por Ma (1993), donde el coeficiente de convección se obtiene de:

$$h_{\text{conv,viento}} = [0.1634 + 0.7498 \cdot \sin(\theta) - 0.5026 \cdot \sin(2\theta) + 0.3278 \cdot \sin(3\theta)] \cdot v^{1.401} \quad (11)$$

Asumiendo que la convección natural es independiente de la convección provocada por el viento, el coeficiente de convección total en el interior de la cavidad está representado por la suma de los coeficientes individuales:

$$h_{\text{total}} = h_{\text{nat}} + h_{\text{conv,viento}} \quad (12)$$

Las pérdidas por convección desde el interior de la cavidad se calculan mediante:

$$Q_{h,total} = h_{total} A_{rec} (T_{w,o,h} - T_{amb}) \quad (13)$$

Al aumentar la temperatura de las superficies internas de la cavidad, estas emiten una cantidad de radiación considerable y parte de esta radiación escapa fuera del receptor a través de la apertura de la cavidad. Esta pérdida de energía se calcula mediante (Incropera 2002):

$$Q_{rad} = \alpha_{eff} \cdot \sigma \cdot A_{ap} (T_{w,o,h}^4 - T_{amb}^4) \quad (14)$$

La eficiencia del receptor de cavidad se define como:

$$\eta_{rec} = \frac{Q_{mot}}{I A_{dish} ref} \quad (15)$$

- Calentador

El objetivo del calentador es absorber la mayor cantidad de energía y transferirla al fluido de trabajo del motor Stirling. El calor útil absorbido por el calentador es conducido hacia el interior de los tubos y se calcula mediante:

$$Q_h = Q_{mot} = \frac{(T_{w,o,h} - T_{w,i,h})}{\log(D_o/D_i)/2\pi \cdot k_{tubo,h} \cdot L_{tubo,h} \cdot N_h} \quad (16)$$

El área de transferencia de calor para el banco de tubos del calentador:

$$AHTH_h = \pi D_{i,h} L_h N_h \quad (17)$$

El volumen muerto dentro del calentador es:

$$VD_h = \frac{\pi}{4} D_{i,h}^2 L_h N_h \quad (18)$$

- Motor Stirling

Una vez conocida la temperatura de la superficie interna de los tubos del calentador y el flujo de calor suministrado al motor, es posible simular su comportamiento termodinámico utilizando el modelo de segundo orden propuesto por (Martini 1983).

Las consideraciones dentro del motor Stirling son:

1. El espacio que ocupa el gas de trabajo dentro del motor está dividido en tres secciones, y cada sección tiene una temperatura isotérmica uniforme.

2. La variación del volumen del gas de trabajo es sinusoidal.
3. No existe diferencia de presión entre los espacios que ocupa el gas.
4. La ley de gas ideal aplica.
5. Los procesos de expansión y compresión son isotérmicos.
6. No hay fugas de gas fuera de los espacios de trabajo del motor.
7. El motor se encuentra en estado estable y su velocidad es constante.
8. La transferencia de calor y las pérdidas fluido-dinámicas en las conexiones entre los intercambiadores son despreciables.
9. Los efectos de la inercia del gas son despreciables.
10. La temperatura de las paredes de los tubos del calentador y enfriador son constantes.
11. El flujo del gas en los intercambiadores es estacionario.

Las pérdidas consideradas por el modelo son:

1. Ineficiencia y oscilación de la temperatura de la matriz del regenerador
2. Conducción de calor a través de:
 - a. La cara del pistón y la pared del cilindro de expansión,
 - b. La pared y matriz del regenerador hacia el enfriador,
3. Emisión de radiación desde la cara del pistón hacia el aire en el cárter.
4. Fricción mecánica del mecanismo del motor.
5. Caída de presión del gas de trabajo en el calentador, regenerador y enfriador.

Es importante mencionar que el diámetro externo del cilindro de expansión, tubo del calentador, coraza del regenerador y tubo del enfriador es diseñado considerando el diámetro interno, la temperatura de operación, la presión máxima y el tipo de material (Lingaiah 2002).

El cálculo de la potencia básica producida por el motor se realiza mediante una aproximación del área bajo la curva presión-volumen del gas de trabajo dentro del motor Stirling. Dicha curva se construye calculando diferentes posiciones de los pistones de expansión y compresión, donde se calcula el volumen y temperatura del gas contenida en los espacios de expansión, compresión y en cada uno de los tres intercambiadores del

motor calentador, regenerador y enfriador. De esta manera la potencia básica producida por el motor es:

$$BP = NU(1.045) \sum_1^{12} DELW \quad (19)$$

El suministro básico de calor BHI , se define como la cantidad mínima necesaria (ideal) para producir la potencia básica BP . Este flujo de calor básico se calcula mediante:

$$BHI = \frac{BP}{1 - T_c/T_h} \quad (20)$$

La relación entre la temperatura de expansión T_h y la temperatura de compresión T_c se define mediante la variable NT .

$$NT = \frac{T_h}{T_c} \quad (21)$$

La relación entre la presión máxima y mínima que alcanza el gas de trabajo del motor durante una revolución, se representa mediante:

$$DP_{\max} = \frac{P_{\max}}{P_{\min}} \quad (22)$$

El calor útil que es conducido hacia los tubos del calentador se transferirá por convección hacia el gas de trabajo, los principales factores que influyen son:

El número de unidades de transferencia (NTU^5) para el calentador de gas:

$$NTU_h = \frac{H AHT}{2 FCT WHS CV} \quad (23)$$

Considerando un flujo estacionario, la temperatura del gas en el interior del calentador se calcula mediante:

$$T_{h,2} = T_{w,i,h} - (Q_{\text{mot}}/a) \quad (24)$$

donde a se define como:

$$a = 2 FCT_h WS CV [\exp(NTU_h) - 1] \quad (25)$$

⁵ Por sus siglas en ingles: Number of Transfer Units

El diámetro de los tubos del *calentador* y *enfriador* generalmente suelen ser pequeños, y la relación largo-diámetro es suficientemente grande, por lo que el factor de fricción de Fanning, se obtiene mediante:

$$F = \begin{cases} \frac{16}{Re} & \text{Si } Re \leq 2000 \\ \log F = -1.34 - 0.20 \log(Re) & \text{Si } Re > 2000 \end{cases} \quad (26)$$

El cálculo de la caída de presión tanto en el calentador como en el enfriador se realiza considerando un factor adicional de 2.9 propuesto por (Chen 1983), para reducir el error del modelo:

$$DELP = \frac{2 F 2.9 G^2 L}{10^7 D_i RHOM} \quad (27)$$

La pérdida de potencia debida a la resistencia aerodinámica (e.g. calentador), en W:

$$WP = \frac{DELP WHS 2 FCTH}{RHOM} \quad (28)$$

La eficiencia del motor se define como:

$$\eta_{\text{mot}} = \frac{NP}{Q_{\text{mot}}} \quad (29)$$

La eficiencia combinada del motor y receptor se define como:

$$\eta_{\text{comb}} = \eta_{\text{rec}} \eta_{\text{mot}} \quad (30)$$

El volumen barrido V_{sw} se define como la cantidad de volumen de gas desplazado como consecuencia del movimiento de los pistones durante una revolución, y se calcula mediante:

$$V_{sw} = V_e \sqrt{1 + k^2 + 2k \cos(2ALPH)} \quad (31)$$

Donde k es la relación entre el volumen de expansión y compresión

$$k = V_c / V_e \quad (32)$$

- **Enfriador**

El calor residual del motor es disipado hacia el ambiente a través del enfriador utilizando un conjunto de tubos circulares externamente aletados, empleando aire como medio de

enfriamiento con tiro inducido. El banco de tubos tiene un arreglo triangular con aletas continuas onduladas tipo herringbone. Para calcular el número de Nusselt y el coeficiente de fricción fr en la superficie externa de los tubos se utilizó la correlación propuesta por (Wang 1997) de la siguiente forma:

$$Re_{Dc} = \frac{\rho_{fe} V_{max, fe} D_c}{\mu_{fe}} \quad (33)$$

$$j = \frac{1.201}{\left[\ln(Re_{Dc}^{cr}) \right]^{2.291}} \quad (34)$$

$$Nu = j Re_{Dc} Pr_{fe, prom}^{1/3} \quad (35)$$

El factor de fricción para el cálculo de la caída de presión, se obtiene mediante:

$$fr = \frac{16.67}{\ln(Re_{Dc})^{2.64}} \left(\frac{A_{tot}}{A_{tub}} \right)^{-0.096} Nr^{0.098} \quad (36)$$

La eficiencia de superficie η_{so} definida como:

$$\eta_{so} = 1 - \frac{A_{fin}}{A_{total}} (1 - \eta_{fin}) \quad (37)$$

donde la eficiencia de aleta se calcula mediante:

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(mr\phi)}{mr\phi} \quad (38)$$

El calor que requiere ser removido (Q_{enf}) por el enfriador mediante convección forzada (por el ventilador) es descrito como:

$$Q_k = h_{w,o,k} A_{tot,o,k} DTMA_{fe} \quad (39)$$

Asumiendo que la temperatura de las superficies externas del enfriador son isotérmicas, la diferencia de temperaturas media aritmética ΔT_{fe} entre la superficie externa del enfriador y el fluido de enfriamiento (fe) se calcula mediante:

$$\Delta T_{fe} = \frac{(T_{w,o,k} - T_{amb}) + (T_{w,o,k} - T_{fe,sal})}{2} \quad (40)$$

El balance de energía del aire de enfriamiento se define como:

$$Q_{enf} = Cp_{fe, prom} m_{fe} (T_{fe,o} - T_{amb}) \quad (41)$$

Considerando un flujo estacionario, la temperatura del gas en el interior del enfriador se calcula mediante:

$$T_{\text{int,enf}} = T_{\text{sup,int,enf}} + (Q_{\text{enf}}/b) \quad (42)$$

donde b se define como:

$$b = 2 \cdot Fc_{\text{enf}} \cdot m_{\text{int,enf}} \cdot Cv \cdot (\exp(NTU_{\text{enf}}) - 1) \quad (43)$$

El flujo de calor removido por el enfriador (Q_{enf}):

$$Q_{\text{enf}} = Cp_{\text{fe}} \cdot m_{\text{fe}} \cdot (T_{\text{fe,salida}} - T_{\text{amb}}) \quad (44)$$

Debido a que el motor construido es enfriado por agua, se incluyen brevemente en este capítulo las principales ecuaciones del enfriador de tubo y coraza. Para realizar el análisis fluido-dinámico y de transferencia de calor en este intercambiador se utilizó el método Bell-Delaware (Bejan and Kraus 2003).

El número de Nusselt para el banco se calcula mediante la correlación propuesta por Zukauskas mediante:

$$Nu \begin{cases} Nu = 1.04 Re^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25} & \text{Si } 0 < Re < 500 \\ Nu = 0.71 Re^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25} & \text{Si } 500 \leq Re < 1000 \\ Nu = 0.35 (St/Sl)^{0.2} Re^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25} & \text{Si } 1000 < Re < 2 \times 10^5 \\ Nu = 0.31 (St/Sl)^{0.2} Re^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25} & \text{Si } 2 \times 10^5 < Re < 2 \times 10^6 \end{cases} \quad (45)$$

La caída de presión se calcula mediante:

$$\Delta P = N_L f \chi \frac{\rho v_{\text{max}}^2}{2} \quad (46)$$

donde N_L es el número de líneas dentro de la coraza, f es el factor de fricción y χ el factor de corrección.

- Regenerador

Las variables que se consideran en el diseño del regenerador pueden ser: número de regeneradores, diámetro y longitud interna de la matriz, número de mallas, tamaño de las mallas (expresado en cuadros por unidad de longitud), diámetro del alambre de la malla y material de las mallas.

Los principales parámetros utilizados que representan este componente son:

El volumen ocupado por el gas dentro de la matriz del regenerador, en cm³:

$$VD_r = \frac{\pi}{4} NR DR^2 LR(1 - FF) \quad (47)$$

La temperatura de operación de la matriz del regenerador, en K(Martini 1983):

$$TR = \frac{(T_{w,h} - T_{w,k})}{\ln(T_{w,h} / T_{w,k})} \quad (48)$$

El área de transferencia de calor para la matriz, en cm²:

$$AHT = \frac{\pi^2}{2} MSH THW D_r^2 NR NS \quad (49)$$

El factor de fricción para el gas de trabajo a través de la matriz del regenerador:

$$F_r \begin{cases} \log F_r = 1.73 - 0.93 \log(Re_r) & \text{Si } Re_r < 60 \\ \log F_r = 0.714 - 0.365 \log(Re_r) & \text{Si } 60 \leq Re_r < 1000 \\ \log F_r = 0.015 - 0.125 \log(Re_r) & \text{Si } Re_r \geq 1000 \end{cases} \quad (50)$$

La caída de presión, en MPa:

$$DELP = \frac{F G^2 LR}{2(10^7) RH RHOM_r} \quad (51)$$

La pérdida de potencia debida a la resistencia aerodinámica (caída de presión), en W:

$$WPR = \frac{2 DELP WRS FCT}{RHOM_r} \quad (52)$$

El coeficiente de transferencia de calor H_r, en W/(cm² K):

$$\log\left(\frac{H_r}{G CP} PR^{2/3}\right) = -0.13 - 0.412 \log(RE_r) \quad (53)$$

El número de unidades de transferencia:

$$NTU_r = \frac{H_r AHT}{WRS CV} \quad (54)$$

Las pérdidas por regeneración imperfecta (recalentamiento):

$$QRH = FCT WRS CV (TH - TCM) \left(\frac{2}{NTU_r + 2} \right) \quad (55)$$

La conductividad térmica de la matriz del regenerador se calcula asumiendo un arreglo cuadrado de cilindros de tamaño uniforme:

$$KMX = KG \left(\frac{\left(\frac{1 + KM/KG}{1 - KM/KG} \right) - FF}{\left(\frac{1 + KM/KG}{1 - KM/KG} \right) + FF} \right) \quad (56)$$

El área transversal de cada regenerador:

$$AHTR = \frac{\pi}{4} D_{i,r}^2 \quad (57)$$

El cálculo del calor por conducción en la matriz:

$$QC_r = \frac{NR KMX AHT (T_{w,o,h} - T_{w,o,c})}{L_r} \quad (58)$$

Las pérdidas térmicas para conducción en el regenerador, asumiendo una sección transversal con diámetro variable:

$$QARP = \frac{(T_{w,o,h} - T_{w,o,c})}{R1_r + R2_r + R3_r} \quad (59)$$

Para calcular las pérdidas por recalentamiento en el regenerador se asumió que la temperatura de la matriz del regenerador oscilaba durante el ciclo de manera despreciable. En algunos casos esta variación es importante. Para ello, las pérdidas por variación de la temperatura en el regenerador:

$$QTS = FCT WRS CV DELTMX / 2 \quad (60)$$

Donde DELTMX es la oscilación de la temperatura de la matriz del regenerador:

$$DELTMX = WRS CV FCT \frac{(T_{w,o,h} - T_{w,o,c})}{NU MMX CPM} \quad (61)$$

La masa de todo el material contenida en la matriz MMX:

$$MMX = NR \frac{\pi}{4} D_r^4 LR FF ROM \quad (62)$$

Algunos tipos de regenerador tienen una matriz con una conductividad térmica muy baja, de tal manera que la masa de la matriz no efectúa la misma variación de temperatura. En

estos casos, el interior sufrirá una menor oscilación y la parte exterior sufrirá una mayor variación, de este modo, las pérdidas de calor por oscilación de temperatura interna $QITS$:

$$QITS = \frac{QTS \ C3 \ ROM \ CPM \ LMX^2 \ NU}{KM \ FCT} \quad (63)$$

- Bloque del motor Stirling

Las pérdidas térmicas consideradas por el simulador se agrupan en térmicas e hidrodinámicas. Clasificadas según su fenómeno y medio de transferencia se describen a continuación las pérdidas térmicas por:

Radiación entre la cara del pistón y el espacio del cárter.

$$QR = FAFE \ FN \ AHT \left(5.67 \times 10^{-12} \right) \left(T_{w,o,h}^4 - T_{w,o,c}^4 \right) \quad (64)$$

Las pérdidas por conducción a través de la pared del cilindro de expansión:

$$QC_{cil} = \frac{(T_{w,o,h} - T_{w,o,c})}{R1 + R2 + R3} \quad (65)$$

Donde $R1$, $R2$ y $R3$ son las resistencias térmicas consideradas para un cilindro de espesor no uniforme.

Las pérdidas por bombeo, debidas al movimiento del gas caliente a zonas frías en el cilindro de expansión a causa del movimiento del desplazador.

$$QPU = \left(\frac{\pi DCYH}{KG} \right)^{0.6} \frac{2 \ LD (T_{w,o,h} - T_{w,o,c})}{1.5(Z1)} \left(\frac{((P_{MAX} - P_{MIN}) NU \ CP \ 2)}{RM (T_{w,o,h} - T_{w,o,c})} \right)^{1.6} GR^{2.6} \quad (66)$$

- Generador eléctrico

El generador propuesto es del tipo de inducción y es acoplado directamente al motor. La eficiencia asociada a estos generadores varía entre 96 y 97% (Hau, 2006) y se asume que permanece constante.

La energía eléctrica útil se define como la diferencia entre energía eléctrica producida y la potencia requerida por el ventilador del enfriador:

$$W_{elec,util} = (W_{mot} \cdot \eta_{gen}) - W_{vent} \quad (65)$$

- **Solución del modelo**

El modelo matemático desarrollado para la simulación del sistema de generación eléctrica termosolar de disco parabólico con motor Stirling enfriado por aire, se resuelve según se muestra esquemáticamente en la Figura 3.3, donde la resolución del algoritmo incluye tres sub-secciones (cuadros oscuros) que se resuelven en forma independiente: el modelo de segundo orden para el motor Stirling y los balances de energía en el receptor de cavidad y enfriador. La primera sección correspondiente al motor Stirling se muestra con más detalle en la Figura 3.4, en donde se calcula la potencia neta del motor NP y son determinados los requerimientos térmicos para el calentador Q_h y enfriador Q_k . La segunda sección corresponde al balance de energía en el exterior del receptor de cavidad, el cual es resuelto mediante la iteración de la temperatura externa del calentador $T_{w,o,h}$. La tercera sección corresponde al balance de energía en el exterior del enfriador, donde se varía el flujo másico del aire de enfriamiento m_{fe} hasta satisfacer las necesidades de remoción de calor y las diferencias de temperatura entre el enfriador y el aire de enfriamiento.

El algoritmo de solución utiliza procedimientos iterativos (regla falsa) para las variables de flujo másico del aire de enfriamiento y la temperatura de la superficie externa del calentador respectivamente. El planteamiento del modelo considera que los procesos se realizan en estado estacionario y que las variables operativas tienen valores instantáneos.

La subrutina del motor o modelo de segundo orden que se muestra la Figura 3.3, requiere como datos de entrada definir completamente las dimensiones del motor, intercambiadores, condiciones de operación, así como las propiedades térmicas de los materiales del mismo. Los resultados obtenidos son la potencia producida por el motor, la temperatura de expansión y compresión en el calentador y enfriador respectivamente, el calor útil suministrado al motor y los requerimientos de enfriamiento.

De manera similar los balances de energía para la parte externa del receptor de cavidad (ver Figura 3.5) y enfriador (ver Figura 3.6) requieren como datos de entrada las dimensiones, condiciones de operación del intercambiador y condiciones climáticas, así como las propiedades termo-físicas y ópticas de los materiales.

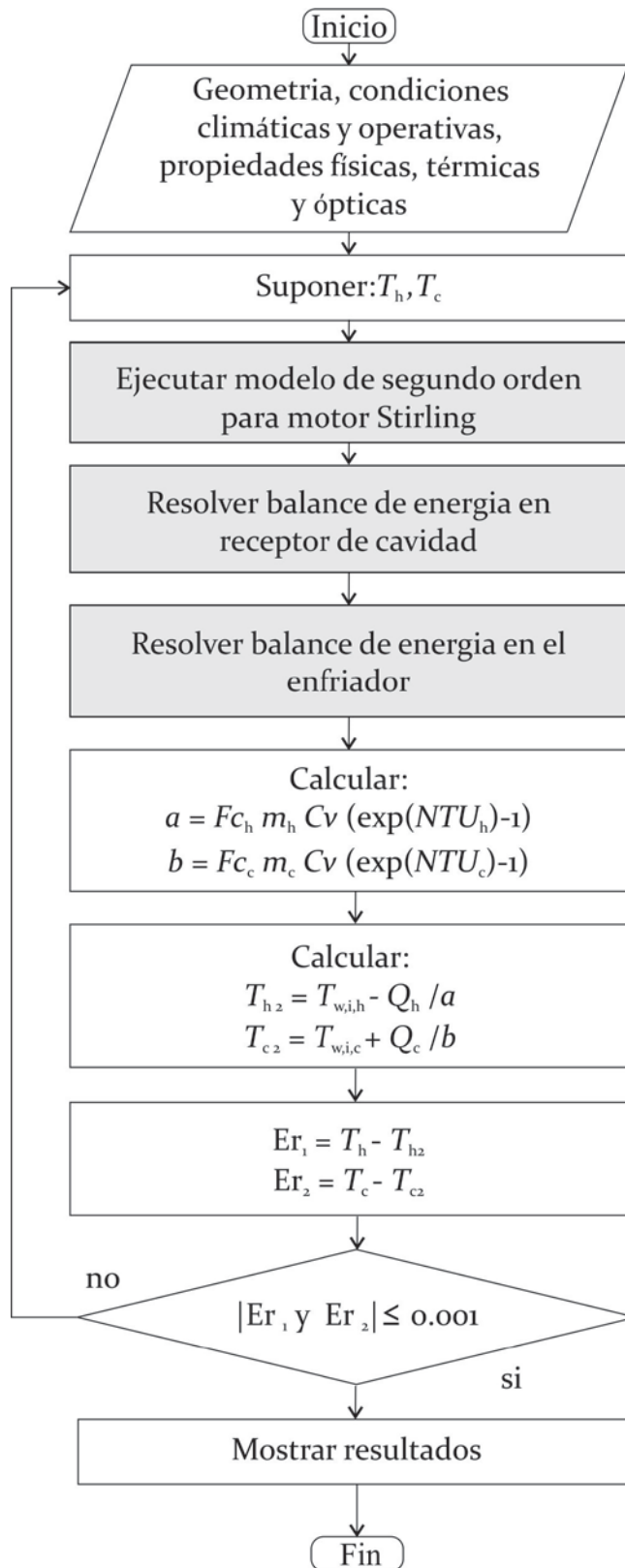


Figura 3.3. Diagrama del algoritmo de la secuencia de solución del modelo matemático del sistema.

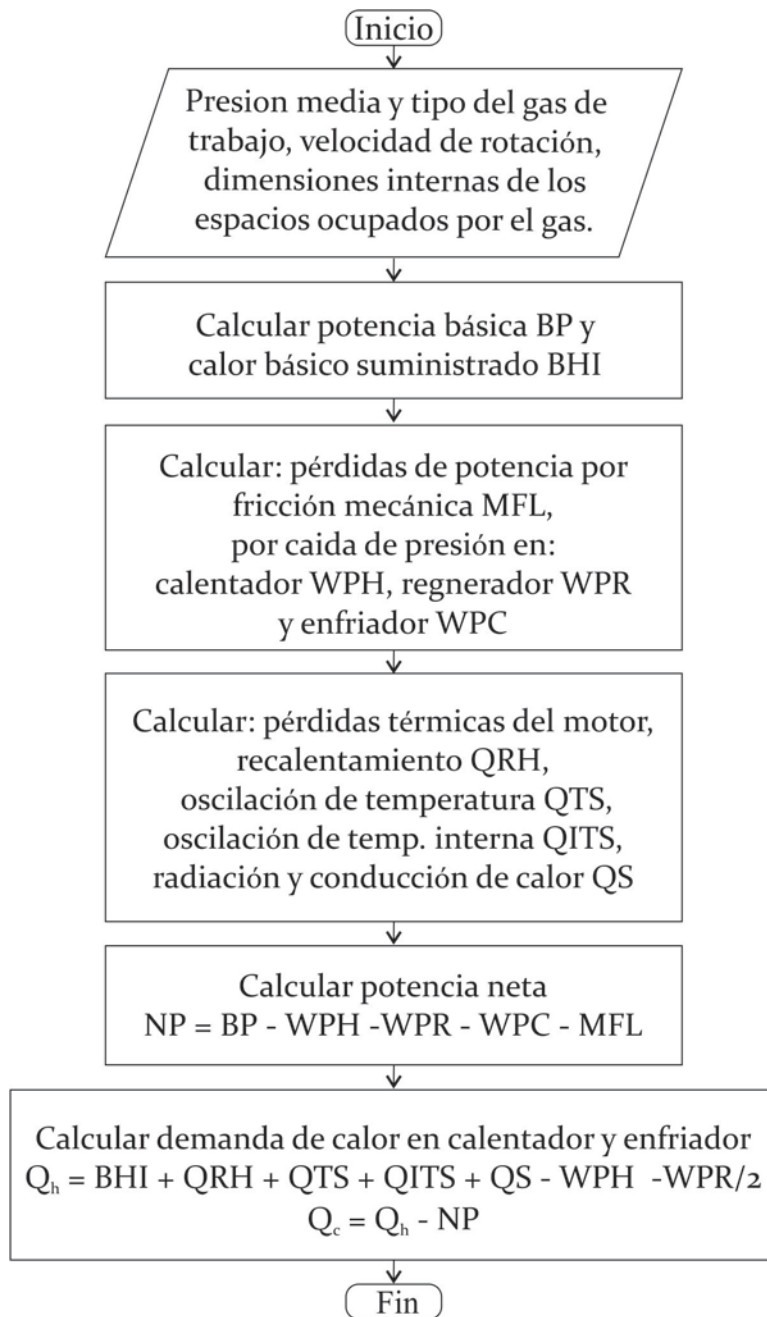


Figura 3.4 Diagrama del algoritmo del modelo de segundo orden para el motor Stirling.

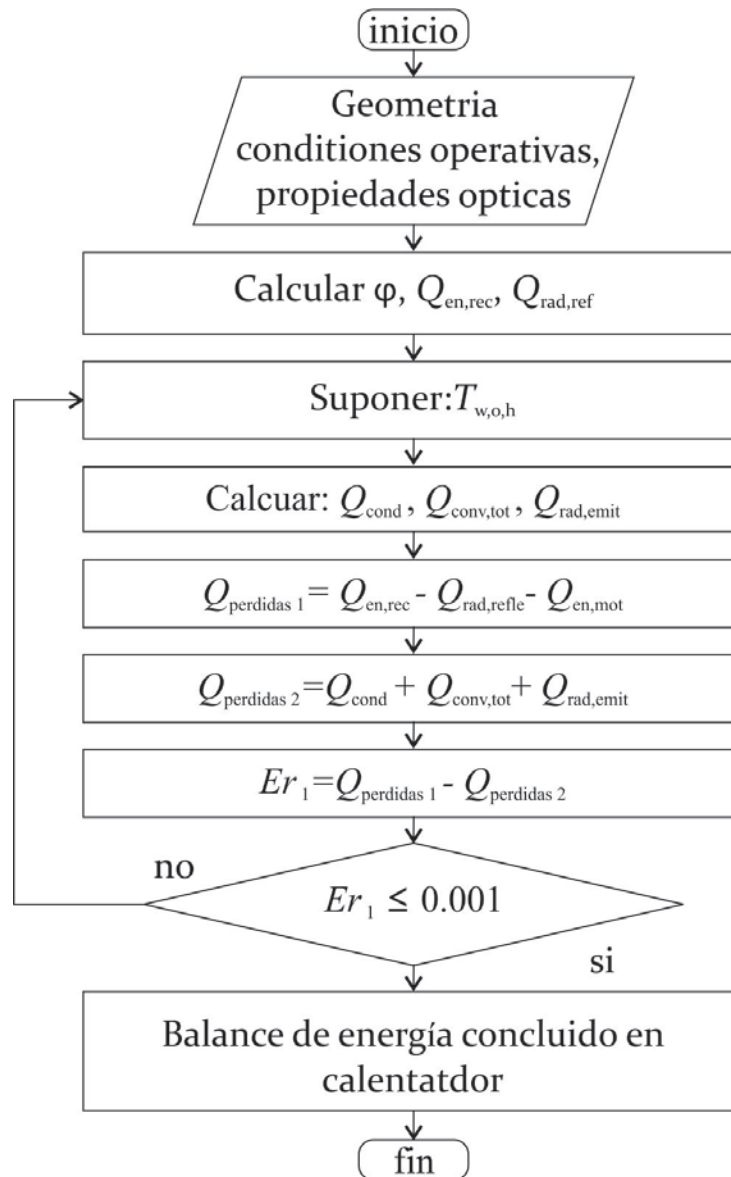


Figura 3.5. Diagrama del algoritmo de la secuencia de solución del receptor de cavidad.

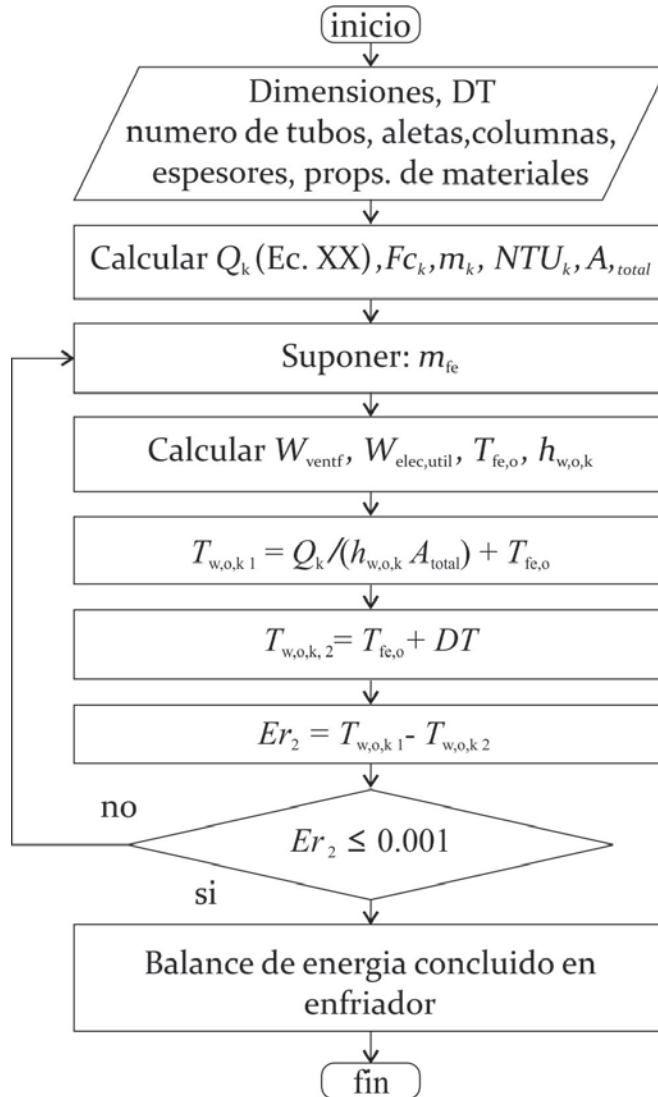


Figura 3.6. Diagrama del algoritmo de la secuencia de solución del enfriador.

3.4 Descripción del simulador desarrollado

La creación del simulador numérico para el sistema de Disco/Stirling tiene la finalidad de servir como herramienta de análisis y diseño así como plataforma de simulación de técnicas de control. El sistema de ecuaciones que componen el simulador numérico al igual que los métodos de solución e interfaces de salida fueron programados en Matlab™. En la Tabla 3.1 se muestran las variables de las dimensiones, condiciones de operación, propiedades físicas y parámetros de entrada y salida del simulador. Los resultados principales de cada caso de simulación son: la potencia neta, la potencia eléctrica total, el suministro neto de calor y la eficiencia al freno.

Tabla 3.1 Información de entrada y salida del simulador

Datos de entrada			Variables de salida		
Concentrador solar y receptor de cavidad					
D _{dish}	sep	e_slope	f	η _{global}	Q _{rad_ref}
ψ	n	e_sensor	ω	η _{comb}	Q _{rad,emit}
Dap	ia	e_drive	φ	η _{rec}	Q _{conv,tot}
ref	α _{cav}	e_align	Drec	η _{eng}	Q _{cond}
	tins	e_reflec	e_tot	Q _{rec}	
		e_sun			
Motor Stirling					
DCYH	NTH	LR	Vsw	D _{o,h} *	TP
SP	DIH	MSH	PS	DCYH _o *	LBH
LD	LHHT	THW	VHD	VCD	D _{O,C} *
WT	VHDX	NTC	VRD	VTD	DR _o *
APLH	NR	DIC	WP	FF	
	DR	LCHT	NS		
	n_gen	VCDX			
Exterior del enfriador					
Nr	n_fan	Dfan	L2	Nfin	
FP	n_motor	DTmin	L3	Pl	
Pt	ang_t	D_shell**	LC	mfe	
	tf	Nb**	AT_C		
Condiciones de operación					
Ib	THM	TH_surf_ext	TR	QRH	WP
RPM	TCM	TC_surf_ext	BP	QS	NP
PAVG	TH	Tamb	WHS	QTS	We
Va_amb	TC	work_fluid	WCS	QITS	Wet
		Twater**	WRS	QGH	Wfan
			MFL	QGC	Wmotor
			BHI		
Propiedades de fluidos y materiales					
	Kins	KMCE	MU***	CV***	
	num_bh	k_f	RHO***	PR***	
		k_t_C	CP***	KG***	
* Puede calcularse en función del material, temperatura y presión de trabajo					
** Parámetros para el motor enfriado por agua					
*** Calculados en funcion de la temperatura y/o presión para: H ₂ , He, N ₂ y H ₂ o					

Adicionalmente el simulador genera resultados gráficos, tales como la gráfica de pastel mostrada en la Figura 3.7 donde se encuentran las principales tipos de pérdidas de potencia en el motor: 1 - recalentamiento, 2 - conducción estática de calor, 3,4,6 - caída de presión en calentador, regenerador y enfriador respectivamente, 5 - fricción mecánica, 7 - oscilación de temperatura y 8 - oscilación interna de temperatura. En la Figura 3.8 se muestra la gráfica de presión-volumen del gas de trabajo del motor Stirling en base al cual se calcula la potencia básica producida. En la Figura 3.9 se muestra la eficiencia de los principales componentes del sistema, reflectancia de la superficie del concentrador solar, factor de intercepción, eficiencia térmica del receptor, eficiencia térmica del motor Stirling y eficiencia del generador eléctrico. En la Figura 3.10 se muestra la cantidad de potencia útil resultante de cada transformación en las diversas etapas a través del sistema, comenzando con la energía solar Q_{sol} que incide sobre el concentrador, energía reflejada por el concentrador solar Q_{ref} , energía interceptada Q_{inter} , flujo de calor suministrado al motor Q_{GH} , potencia neta del motor NP , potencia eléctrica producida We y potencia eléctrica útil W_{et} .

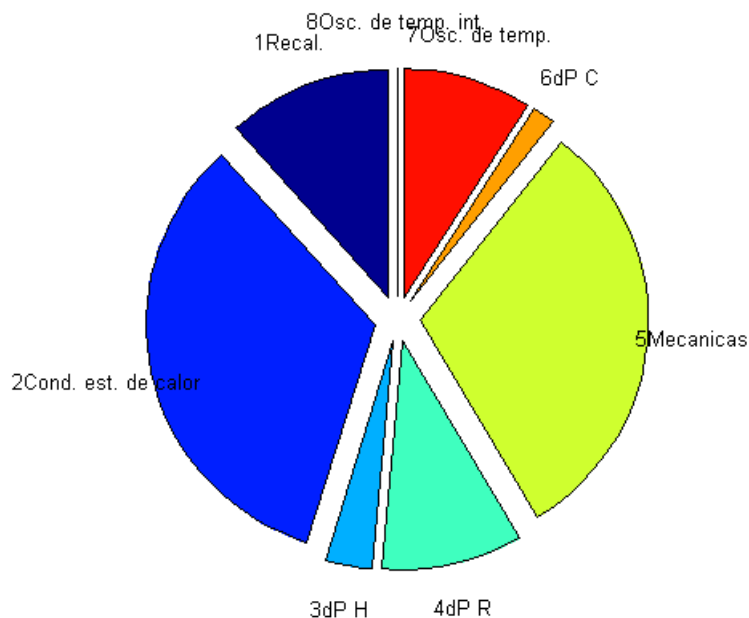


Figura 3.7. Resumen de las pérdidas internas del motor.

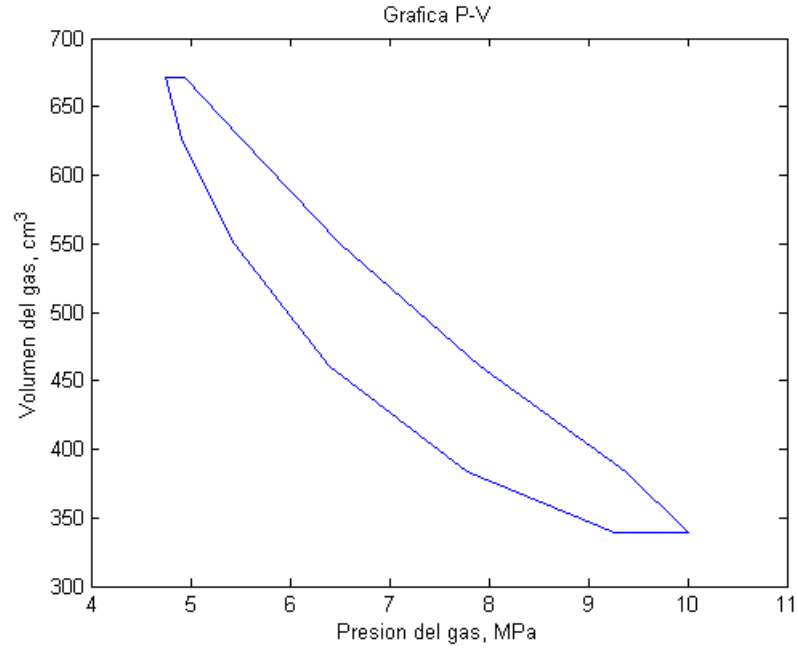


Figura 3.8. Gráfica presión-volumen del gas de trabajo dentro del motor.

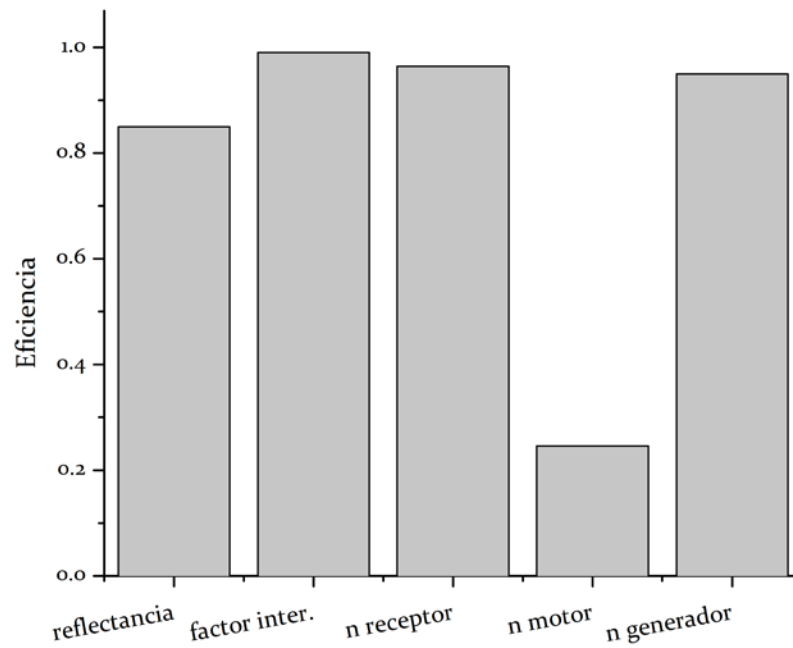


Figura 3.9. Eficiencias de los principales componentes del sistema Disco/Stirling.

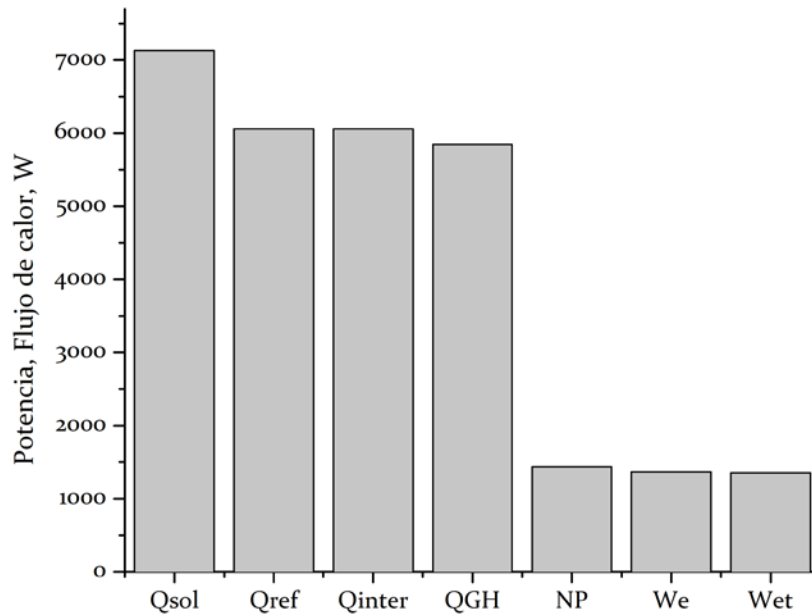


Figura 3.10. Degradación de la energía útil a través del sistema de Disco/Stirling.

En la Figura 3.11 se muestra la trayectoria de las partículas del gas de trabajo a través de los espacios internos del motor, donde el extremo derecho representa la frontera del gas presentada por el pistón de expansión, hacia la derecha el pequeño espacio entre líneas punteadas representa el espacio extra entre la cámara de expansión y el calentador, posteriormente los siguientes tres espacios formados entre líneas punteadas representan el calentador, regenerador y enfriador. Continuando hacia la derecha el siguiente espacio es el que se encuentra entre el enfriador y la cámara de compresión, finalmente la última línea representa la cara del pistón de compresión.

3.5 Validación del simulador

Con la finalidad de validar el simulador desarrollado, se realizó una comparación entre los resultados experimentales reportados en la literatura contra los resultados obtenidos mediante la simulación, para las mismas geometrías y condiciones de operación. Los parámetros comparados fueron el factor de intercepción y las pérdidas térmicas en la cavidad, así como el flujo de calor suministrado y la potencia producida por el motor Stirling.

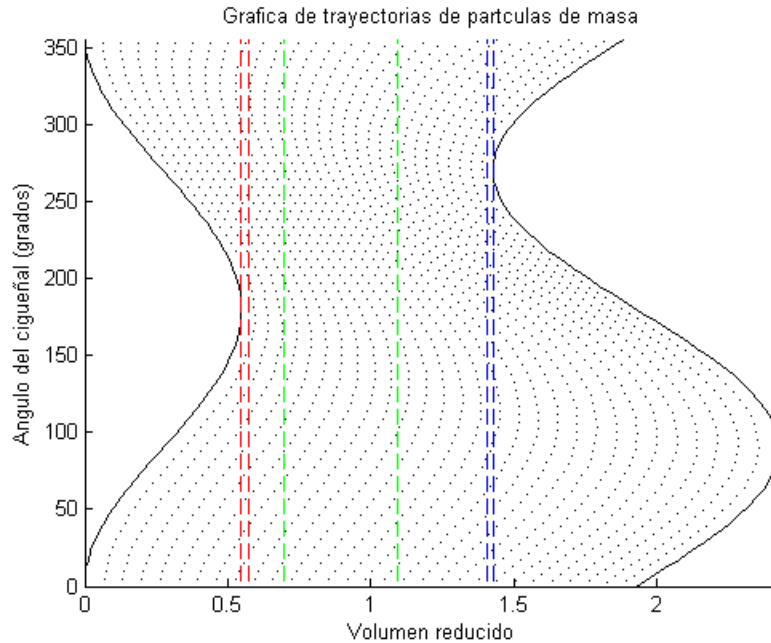


Figura 3.11. Gráfica de la trayectoria de partículas de masa del gas de trabajo en el motor.

La validez del cálculo del factor de intercepción se realiza en la Figura 3.12 comparando los resultados obtenidos con el simulador contra los valores experimentales para el concentrador WGA-500 (Diver R. B. 2001). Los resultados obtenidos mediante la ecuación 3 sin la modificación de la variable Γ presentan un error máximo de 177%, un error promedio de 29.2% y un error menor a 1% para valores por encima de 0.96. Sin embargo, al modificar el término de la fracción capturada de flux Γ con un valor de 1.975, el error máximo se reduce a 6.6%, el error promedio a 3.5% y un error menor a 2.2% para valores por encima de 0.96. Cabe mencionar que el valor mediante el cual se modifica la fracción capturada de flux (Γ) puede variarse para reducir la desviación del modelo en algún rango específico del factor de intercepción.

En la Figura 3.13 se muestra la comparación de las pérdidas térmicas por convección en el receptor de cavidad obtenidas con el simulador contra las reportadas por (Ma 1993). Los resultados incluyen diferentes inclinaciones de la cavidad y diferentes velocidades del viento, donde el error promedio obtenido fue de $\pm 7.2\%$.

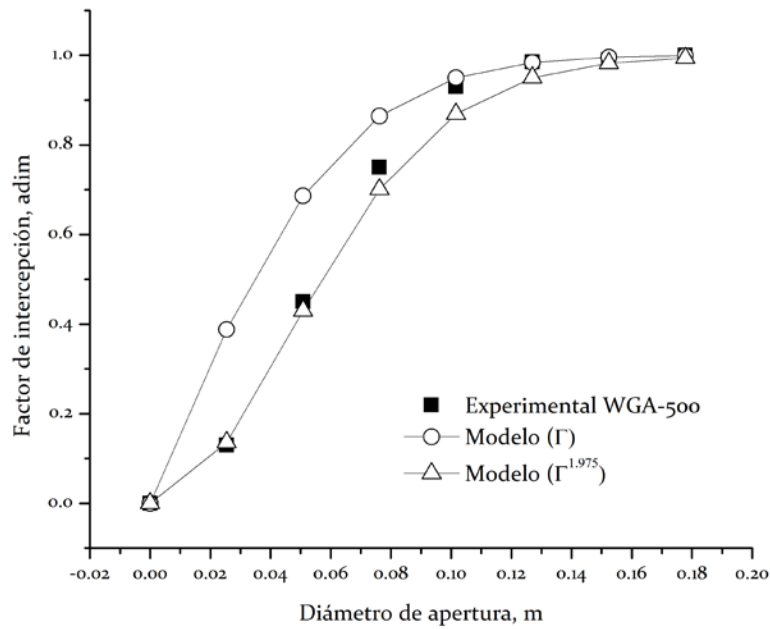


Figura 3.12. Comparación del modelo del factor de intercepción vs resultados experimentales.

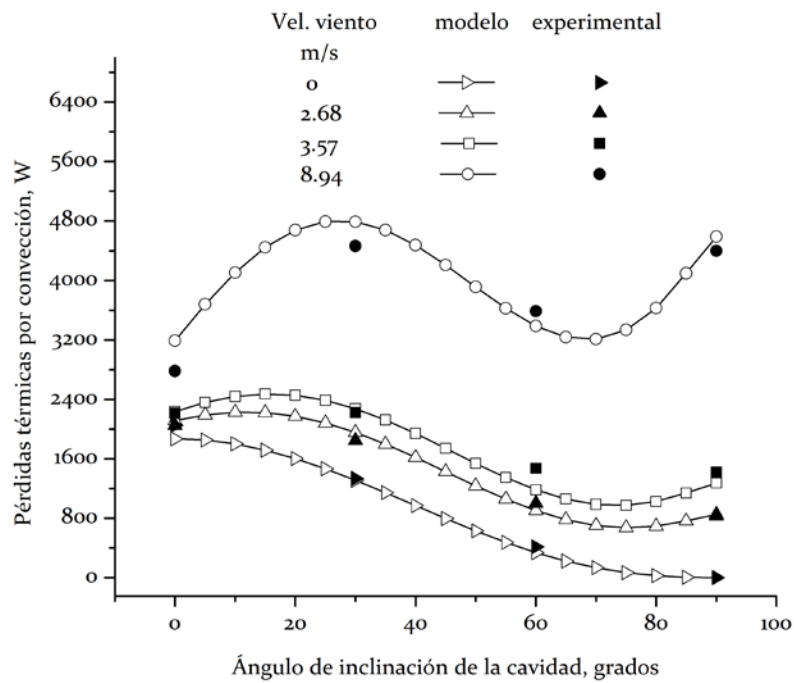


Figura 3.13. Comparación de las pérdidas térmicas por convección obtenidas por el modelo vs resultados experimentales.

Algunas de las variables de respuesta del simulador son el flujo de calor suministrado y la potencia producida por el motor. En la Figura 3.14 se muestra la comparación realizada respecto a los datos experimentales del motor Stirling GPU-3 (Martini 1983), donde el flujo de calor suministrado resultó con un error promedio de 5.7% y un error máximo de 9.6%. La potencia producida a una presión de operación de 6.90 MPa resultó con un error mínimo de 8.2%, y un máximo de 17.7% cuando la presión de operación es de 1.72 MPa (Figura 3.15). Con esta comparación se observa que el modelo de segundo orden para la simulación del motor Stirling tiene una representatividad aceptable para el flujo de calor suministrado, sin embargo la potencia del motor tiene mejor ajuste conforme aumenta la presión y disminuyen las revoluciones.

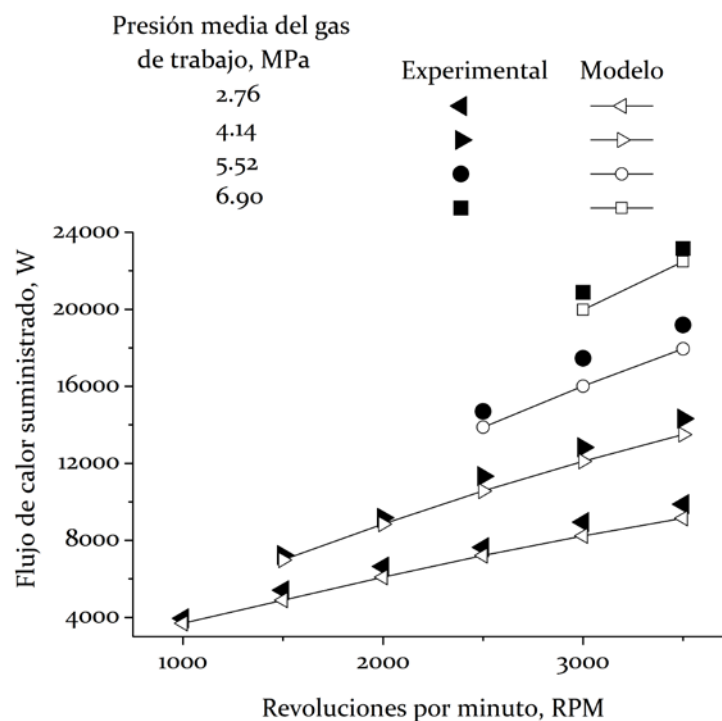


Figura 3.14. Flujo de calor suministrado al motor Stirling.

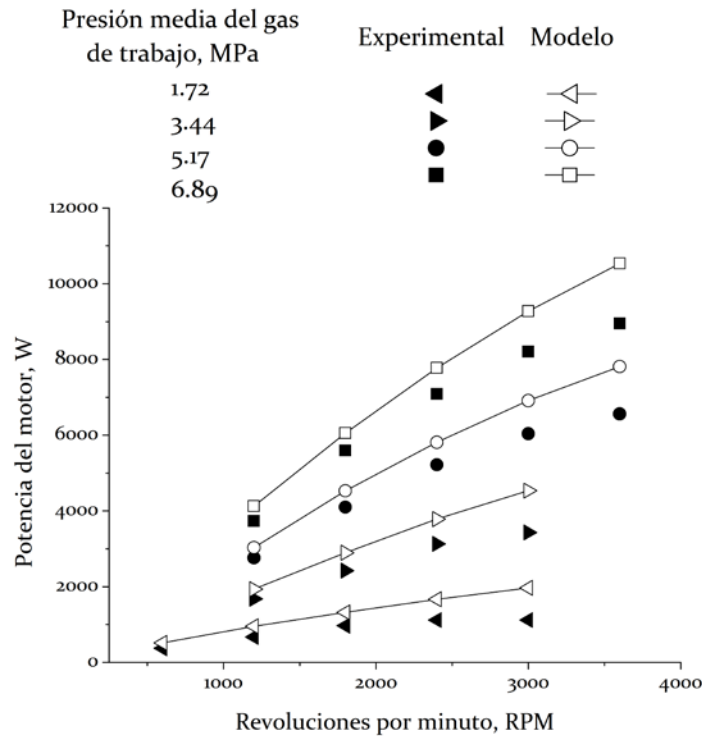


Figura 3.15. Potencia producida por el motor.

3.6 Estudio paramétrico

Previo a realizar el diseño del sistema de Disco/Stirling y de sus componentes es importante conocer el grado de afectación de las variables de diseño sobre la eficiencia y la capacidad del sistema. Una vez evaluada la influencia de los diversos parámetros geométricos y operativos se establece la secuencia de diseño en base a la cual se dimensionará el motor, cuya descripción se muestra en la siguiente sección de diseño del sistema propuesto. La afectación de las variables de diseño del sistema sobre la potencia y eficiencia se presentan a continuación en tres secciones: concentrador y receptor de cavidad, motor Stirling y parte externa del enfriador.

- Concentrador y receptor de cavidad

Las variables de diseño para el concentrador son el diámetro del disco y el ángulo de borde, mientras que para el receptor de cavidad son el diámetro de apertura y la separación entre el calentador y la apertura de la cavidad.

En la Figura 3.16 se muestra la influencia del ángulo de borde del concentrador solar de disco parabólico y el error total del colector sobre la concentración solar y el ancho de la imagen solar sobre el plano focal, el cual corresponde a un error de 8 mrad. El estudio óptico-geométrico realizado al concentrador de disco parabólico muestra que conforme incrementa el ángulo de borde del disco parabólico se tiene un punto de máxima concentración geométrica, el cual corresponde al ancho mínimo de la imagen solar. La mayor concentración geométrica sobre un receptor plano (apertura de cavidad) se produce a un ángulo de borde de 45° , independientemente del error total de colector, debido a que se alcanza el mejor compromiso entre el ancho de la imagen solar provocado por el ángulo de incidencia de los rayos reflejados con respecto al plano de apertura de la cavidad y el ancho de la imagen a causa de la separación entre el punto focal y la superficie del disco parabólico.

En la Figura 3.17 se observa la influencia del diámetro de apertura de la cavidad y la radiación solar sobre el flujo de calor transferido al motor Stirling.

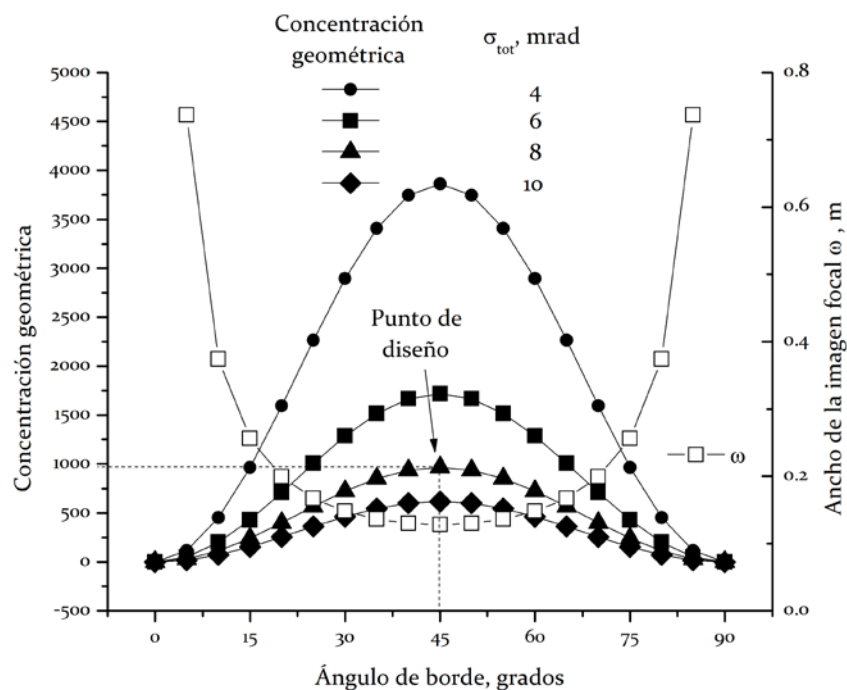


Figura 3.16. Influencia del ángulo de borde del disco sobre la concentración geométrica y el ancho de la imagen solar en el plano focal correspondiente a un error total de 8 mrad.

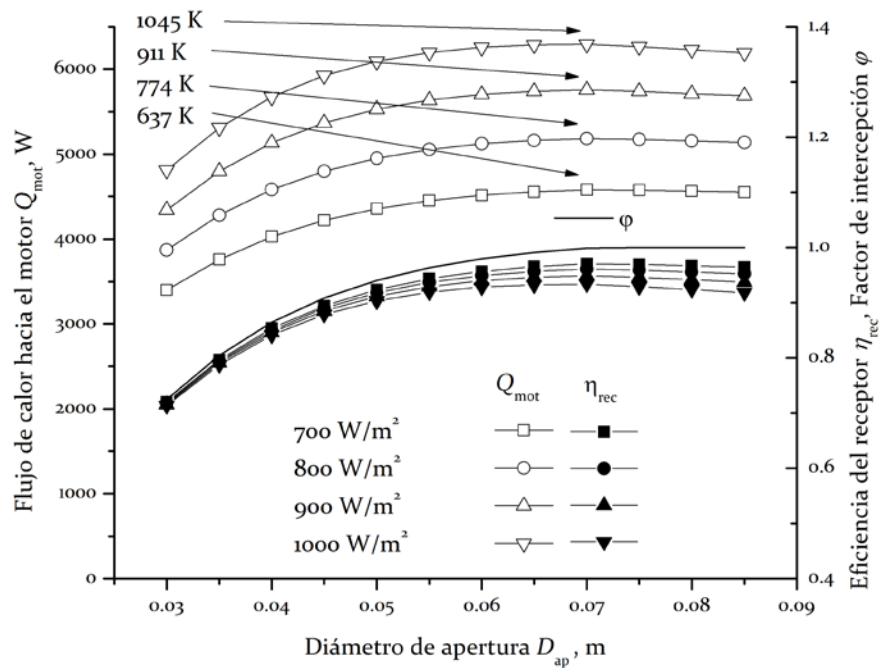


Figura 3.17. Influencia de la radiación y del diámetro de apertura de la cavidad sobre el flujo de calor transferido hacia el motor, indicando las máximas temperaturas del calentador.

Se observa que el diámetro de apertura de la cavidad tiene una influencia importante sobre el factor de intercepción y consecuentemente sobre la cantidad de energía interceptada. No obstante es importante notar que la eficiencia del receptor disminuye conforme la intensidad de la radiación solar aumenta, debido al aumento de la temperatura del calentador y consecuentemente de las pérdidas térmicas.

En la Figura 3.18 se muestra la influencia de la velocidad del viento sobre la capacidad y eficiencia del sistema. Al aumentar la velocidad del viento se reduce la eficiencia del receptor y el flujo de calor hacia el motor Stirling debido al incremento de las pérdidas térmicas. Es importante notar que el punto de diseño establecido para el diámetro de apertura de la cavidad no se ve afectado por la variación de la velocidad del viento.

En la Figura 3.19 se muestra la influencia de la temperatura ambiente sobre la eficiencia del receptor, el flujo de calor hacia el motor Stirling y la máxima temperatura externa del calentador.

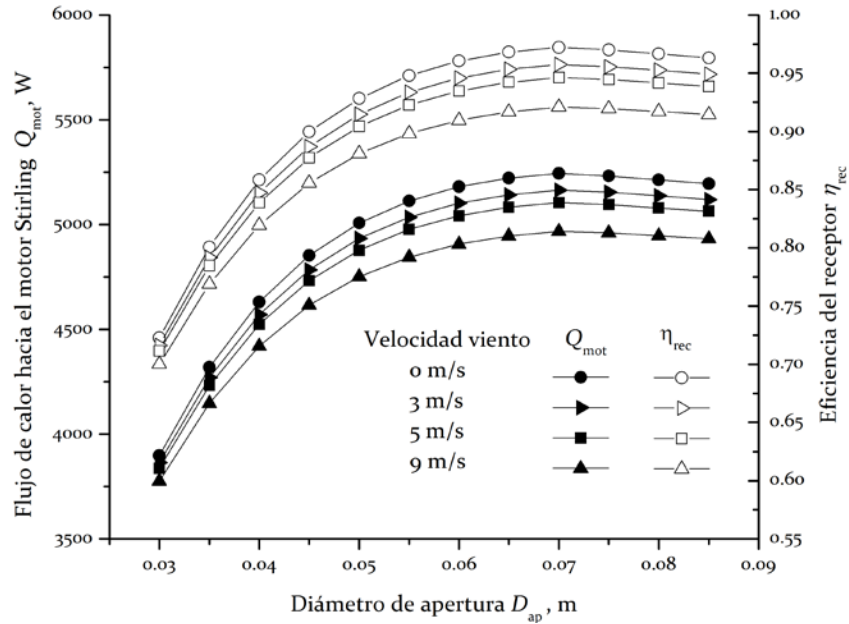


Figura 3.18. Influencia de la velocidad del viento sobre el flujo de calor hacia el motor y la eficiencia del receptor.

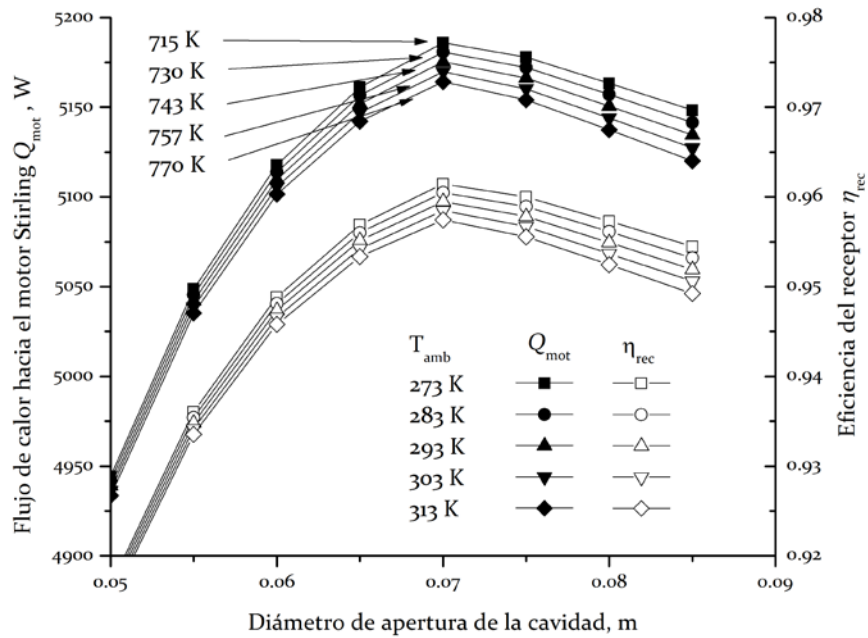


Figura 3.19. Influencia de la temperatura ambiente sobre el flujo de calor transferido al motor y la eficiencia térmica del receptor.

De los resultados obtenidos destaca que conforme la temperatura ambiente disminuye, el flujo de calor transferido al motor y la eficiencia del receptor aumenta. Esto ocurre debido a que conforme la temperatura ambiente disminuye, el motor disipa más fácilmente el calor residual lo que disminuye la temperatura del gas de trabajo y permite remover una mayor cantidad de calor en el calentador. Al incrementar la cantidad de calor removido del calentador, la temperatura del calentador disminuye, lo que provoca que las pérdidas térmicas disminuyan y la eficiencia del receptor aumente. La disminución de la temperatura del calentador tiene el efecto opuesto al causado por la disminución de la temperatura ambiente sobre las pérdidas térmicas del receptor, sin embargo la influencia de la disminución de la temperatura del calentador es predominante en estas condiciones.

- Motor Stirling

El tipo de motor analizado en este estudio corresponde a un motor tipo alfa, de dos cilindros (uno de expansión y otro de compresión), de simple acción y acoplados mediante un mecanismo de biela y manivela. A continuación se presenta la influencia de las condiciones de operación del motor, velocidad y presión media de trabajo.

En la Figura 3.20 se observa la influencia de la velocidad del motor sobre la potencia y la eficiencia del motor. Se observa que la potencia máxima (1673 W) ocurre a una velocidad de 550 rpm y la eficiencia máxima (31.7 %) ocurre a una velocidad de 150 rpm. La variación máxima de la potencia al explorar la velocidad del motor fue de 490% y la variación máxima de la eficiencia fue de 192%.

En la Figura 3.21 se muestra la influencia de la presión media de trabajo sobre la potencia y eficiencia del motor. Se observa que la potencia producida aumenta proporcionalmente en relación a la presión, mientras que la eficiencia alcanza un punto máximo a una presión de 2.9 MPa. La variación máxima de la potencia al explorar la presión de trabajo fue de 603% y la variación máxima de la eficiencia fue de 51%.

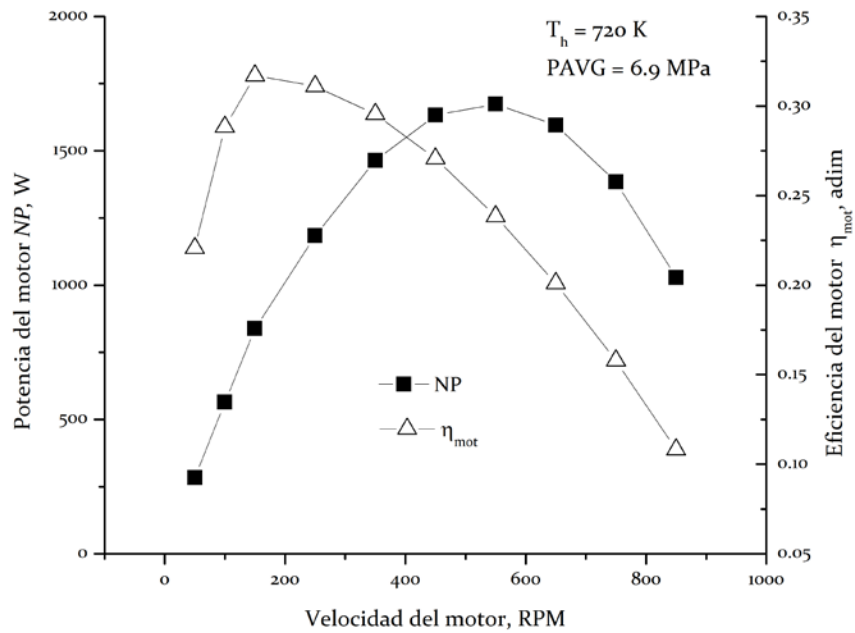


Figura 3.20. Influencia de la velocidad del motor sobre la potencia y eficiencia.

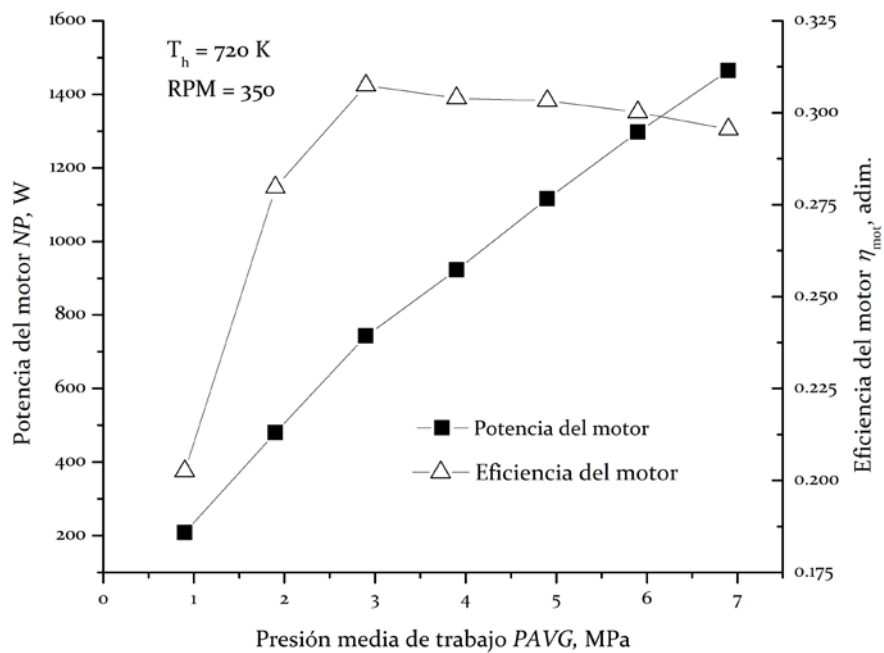


Figura 3.21. Influencia de la presión media de trabajo sobre la potencia y eficiencia del motor.

Para describir el resto de las variables de diseño (dimensiones) se sub-dividen en cuatro secciones: mecanismo del motor, calentador, regenerador y enfriador.

Las variables de diseño del mecanismo del motor son: el diámetro del cilindro de expansión $DCYH$ y compresión, la carrera del pistón SP , el ángulo de desfase entre el pistón de expansión y compresión $ALPH$, el espesor del cilindro de expansión SP así como el espesor WT y longitud del desplazador LD .

Las variables de diseño del calentador son: el volumen ocupado en la conexión entre la cámara de expansión y el calentador $VHDX$, la cantidad NTH , longitud $LHHT$ y el diámetro interno DIH de los tubos donde se calienta el gas.

Las variables de diseño del regenerador son: la cantidad de regeneradores NR , el diámetro interno DR y longitud del contenedor de la matriz LR , el tamaño de las mallas MSH y el espesor de los alambres de la malla THW .

Las variables de diseño para el enfriador son: el volumen ocupado en la conexión entre la cámara de compresión y el enfriador $VCDX$, la cantidad NTC , longitud $LCHT$ y el diámetro interno de los tubos donde se enfría el gas DIC .

En la Tabla 3.2 se muestra los resultados de la exploración de las variables de diseño del motor Stirling, se presenta el rango explorado para cada una de las variables, los valores máximos y mínimos para la potencia y eficiencia del motor así como su porcentaje de variación. El rango de la exploración para cada una de las variables fue establecido arbitrariamente considerando los límites prácticos de un diseño factible o según las limitaciones de operación del motor, e.g. cuando no existe una diferencia considerable entre la temperatura de expansión y compresión, lo que provoca que el motor produzca un trabajo negativo. Es importante mencionar que los porcentajes de variación reportados en la Tabla 3.2 y la Tabla 3.3 dependen considerablemente del rango explorado en la variable y de las condiciones de operación del motor, por lo que se aclara que dichas tablas del estudio paramétrico de las variables de diseño tanto para el motor Stirling como para la parte externa del enfriador son presentadas con la finalidad de establecer una secuencia de diseño y optimización con un mayor grado de convergencia posible,

evitando variaciones considerables en la capacidad y/o eficiencia durante el proceso de optimización.

En la Figura 3.22 se muestra el grado de influencia o afectación de cada variable mostrada en la Tabla 3.2. Se observa que los porcentajes de variación en potencia y eficiencia producidos por cada variable son similares en la mayoría de los casos, excepto en algunas variables tales como: *LR*, *SP*, *DIH*, *LHHT*, *VCDX*, *NTC*, *LCHT*, *ALPH*. Esto indica que estas variables tienden a influir ligeramente más en la potencia o en la eficiencia. Una discusión más profunda se realiza en la siguiente sección de diseño del sistema propuesto.

Tabla 3.2. Afectación de las variables de diseño sobre el rendimiento del motor.

	Rango explorado		Potencia (W_{mot})		Eficiencia (n_{eng})		Variación*	
	min	max	min	max	min	max	% W_{mot}	% n_{mot}
DCYH	5.5	7	1140.6	1788.1	0.2284	0.3719	36.2	38.6
SP	4	7	972.76	1743	0.1944	0.3609	44.2	46.2
ALPH	40	140	1341.9	1787.4	0.2767	0.3578	24.9	22.7
LD	2	10	1558.5	1604.2	0.3010	0.3107	2.8	3.1
WT	0.2	1.9	1575.7	1614.8	0.3049	0.3125	2.4	2.4
DIH	0.2	1.2	1046	1628.8	0.2221	0.3179	35.8	30.1
NTH	10	44	1229.8	1633.4	0.2383	0.3203	24.7	25.6
LHHT	5	45	1319.2	1618.7	0.2551	0.3160	18.5	19.3
VHDX	0	120	1584.2	1630.2	0.3059	0.3182	2.8	3.9
DR	3	18	141.91	1679.6	0.0272	0.3292	91.6	91.7
NR	1	7	655.52	1611	0.1286	0.3122	59.3	58.8
LR	2	12	921.57	1766.3	0.1750	0.3560	47.8	50.8
MSH	20	120	1194.3	1610.9	0.2287	0.3122	25.9	26.7
THW	0.00188	0.00988	1251.3	1610.8	0.2416	0.3122	22.3	22.6
DIC	0.1	0.5	250.32	1720.8	0.0480	0.3421	85.5	86.0
NTC	40	220	1244.3	1855.6	0.2412	0.3662	32.9	34.1
LCHT	10	50	1293.5	1851.9	0.2516	0.3650	30.2	31.1
VCDX	0	120	1586.7	1722.6	0.3070	0.3444	7.9	10.9
PAVG	0.9	6.9	208.19	1464.8	0.2025	0.3074	85.8	34.1
RPM	50	850	283.56	1673.8	0.1082	0.3170	83.1	65.9
THM**	637.3	1290.2	1148.80	2679.7	0.2508	0.3681	57.1	31.9

* El porcentaje de variación de la potencia y eficiencia se calculo en referencia al valor maximo e.g. :

$$\% W_{mot} = 100 \times (W_{mot\ max} - W_{mot\ min}) / W_{mot\ max}$$

** Generada variando la cantidad de energia solar

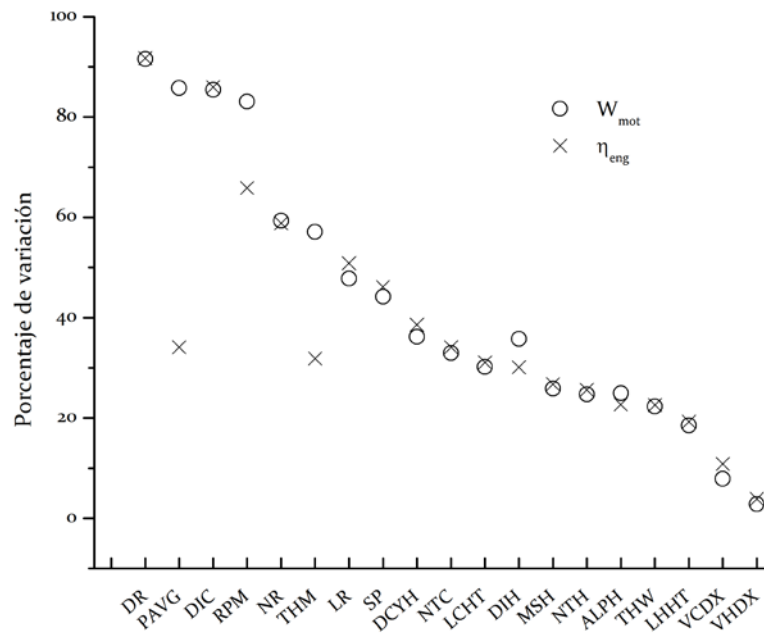


Figura 3.22. Influencia de las variables de diseño del motor sobre la potencia y eficiencia del motor.

- Parte externa del enfriador

La transferencia de calor que tiene lugar en el exterior del enfriador corresponde a la parte del intercambiador de tubos con aleta continua ondulada tipo herringbone. Las variables de diseño consideradas son exploradas para evaluar su influencia sobre la eficiencia del motor y sobre la potencia eléctrica útil producida por el sistema. Los rangos de las variables y los resultados de dicha exploración se muestran en la Tabla 3.3. En esta tabla se incluyen algunos parámetros de los accesorios del sistema, tales como la eficiencia del ventilador n_{vent} , motor del ventilador n_{mot} y generador eléctrico n_{gen} . Es importante mencionar que la influencia de las variables del intercambiador de tubo y aletas sobre la eficiencia del motor, se encuentra relacionadas principalmente mediante la temperatura de compresión TC en el interior del enfriador.

Tabla 3.3. Influencia de las variables de diseño de la parte externa del enfriador sobre potencia eléctrica útil y la eficiencia del motor.

	Rango explorado		Potencia (Wet)		Eficiencia (n_{eng})		Variación*	
	min	max	min	max	min	max	% W_{et}	% n_{mot}
Nr	3	10	166.27	1518.4	0.2930	0.3243	813.21	10.67
n_gen	0.5	1	792.13	1596.2	0.3119	0.3119	101.51	0.00
ang_t	30	60	1282.8	1521.8	0.2953	0.3231	18.63	9.42
FP	2.21	5.71	1376.6	1525.9	0.2848	0.3222	10.85	13.14
Pt	1.27	3.87	1454	1521.8	0.2990	0.3122	4.66	4.40
Dtmin	2	9	1491.8	1522.2	0.3087	0.3193	2.04	3.42
tf	0.011	0.025	1513.2	1525.2	0.3112	0.3187	0.79	2.40
nmotor	0.5	1	1505	1516.4	0.3119	0.3119	0.76	0.00
nfan	0.5	1	1511	1519.4	0.3119	0.3119	0.56	0.00
Dfan	0.1	0.5	1513.5	1516.4	0.3119	0.3119	0.19	0.00

En la Figura 3.23 se muestra el orden de las variables de diseño de los accesorios del enfriador y del intercambiador de tubo y aletas según su grado de influencia sobre la eficiencia del motor Stirling y la potencia eléctrica útil producida por el sistema de generación eléctrica termosolar. Se observa que las variables más importantes son el número de columnas de tubos del enfriador Nr, la eficiencia del generador eléctrico n_gen, el ángulo del arreglo del banco de tubos ang_t y la separación entre las aletas FP; mientras que el resto de las variables presenta muy poca influencia sobre la capacidad del sistema y la eficiencia del motor.

3.7 Diseño del sistema propuesto

Los puntos de partida para iniciar el diseño de un sistema de generación eléctrica termosolar pueden ser tan diversos como lo son sus aplicaciones y características. Dada esta diversidad de metodologías bajo las cuales se puede diseñar un sistema, se tiene que la metodología presentada fue desarrollada para el presente proyecto en particular, por lo que no tiene el objetivo de proponer una secuencia de diseño universal para este tipo de sistemas. Las principales causas que provocan que existan diferencias entre una metodología y otra serán sin duda, el tipo de aplicación, las características de la energía producida, el tipo de motor, las dimensiones del concentrador y receptor y la disponibilidad y/o oportunidad de reutilización de algunos de los componentes.

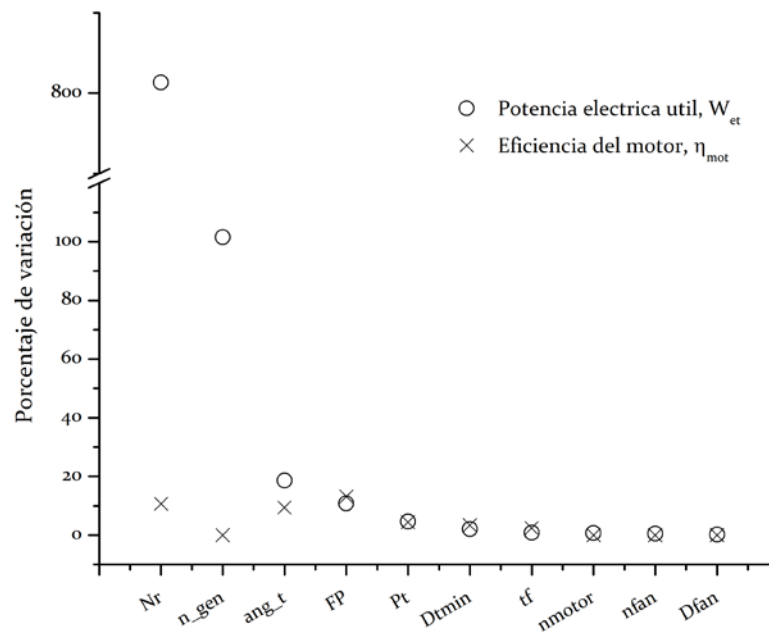


Figura 3.23. Influencia de las variables de diseño de la parte externa del enfriador sobre la potencia eléctrica útil producida y la eficiencia del motor.

El dimensionamiento del sistema propuesto incluye dos partes, la primera consiste en una propuesta geométrica medianamente relacionada con el resto de los componentes que se va aplicando a cada equipo en el sentido del flujo de la energía. La segunda parte consiste en la optimización de las variables de diseño, el cual es realizado según el grado de afectación de las variables descrito anteriormente. Dentro de esta etapa, una vez que se ha realizado una primera optimización de las variables, se consideran detalles tales como las dimensiones estándar para el caso de los diámetros nominales de los tubos, la disponibilidad de dimensiones para algunos materiales (como las mallas del regenerador) y finalmente la compatibilidad de acoplamiento con el resto del sistema entre otros criterios de diseño.

Concentrador solar

El primer componente partiendo en el sentido del flujo de la energía, es el concentrador solar de disco parabólico. Las variables de diseño de este equipo son, el diámetro del disco, el ángulo de borde y el área de apertura efectiva (sin sombra). La principal función

de este equipo es proveer la cantidad de energía al motor con la menor cantidad de pérdidas ópticas y térmicas posible. Las pérdidas ópticas se reducen teniendo una superficie con una alta reflectividad, un sistema de seguimiento preciso y una superficie sin deformaciones, ni defectos superficiales. Las pérdidas térmicas en el receptor de cavidad, se reducirán en la medida que se intercepte la mayor cantidad de rayos posible y a medida que el diámetro de apertura de la cavidad disminuya; por lo que es deseable un colector solar que provea una alta concentración.

Como se observa en la Figura 3.16, la concentración máxima solar se obtiene cuando el ángulo de borde del disco es de 45° y esto ocurre independientemente de la magnitud del error total del colector. La segunda variable de diseño del colector es el diámetro de apertura del disco parabólico, el cual se establece hasta ser capaz de satisfacer la cantidad de calor requerida por el motor bajo las condiciones de diseño de disponibilidad del recurso solar. La distancia focal del disco parabólico obtenida mediante la ec. (1) en función del ángulo de borde y del diámetro de apertura del disco.

No obstante en el presente proyecto, se dispone de un colector de disco parabólico con un ángulo de borde de 63.9° , un diámetro de apertura de 3.2 m. y en la ausencia de una medición experimental se asume un error total de 4.5 mrad. El resto del diseño del sistema se ajusta a las características del concentrador.

Una vez conocido el ángulo de borde del disco parabólico, se propone provisionalmente un ancho del calentador del motor Stirling (20 cm) y se calcula la separación que debe haber entre el punto focal del concentrador y el plano del calentador para hacer coincidir la imagen solar con las dimensiones del calentador, lo cual para este caso resulta en una profundidad de la cavidad de 4 cm. En la Figura 3.24 se explora el diámetro de apertura de la cavidad, buscando lograr el mejor compromiso entre energía interceptada, las mínimas pérdidas térmicas y las máximas eficiencias del colector y receptor de cavidad. Se observa que conforme aumenta el diámetro de apertura de la cavidad se alcanza un punto de eficiencia máxima y de calor transferido al motor Stirling cuando el diámetro de apertura es igual a 0.07 m.

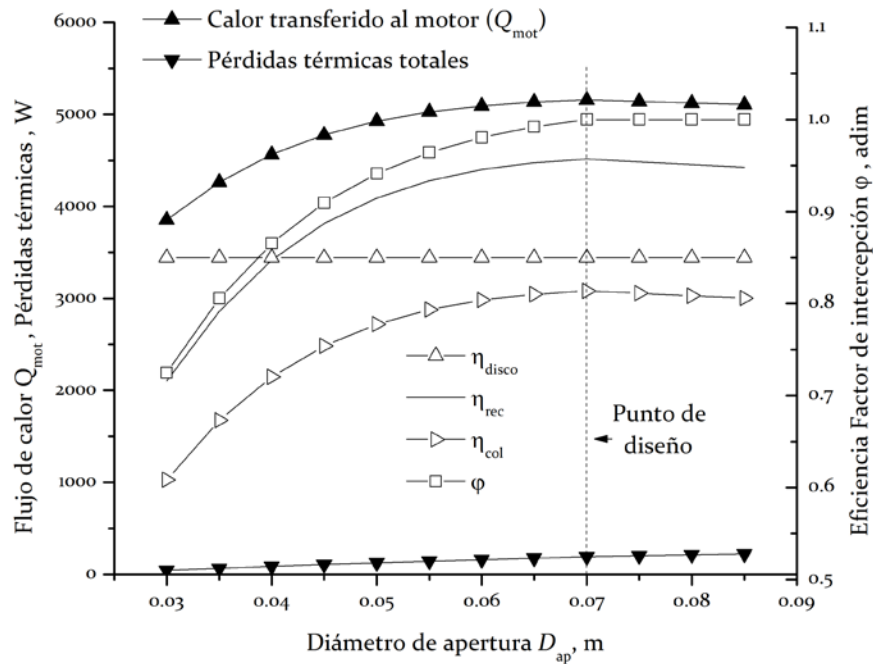


Figura 3.24. Punto de diseño del diámetro de apertura del receptor de cavidad.

El calor transferido y la eficiencia del receptor aumentan conforme se incrementa el diámetro de apertura, debido a que se va incrementando la interceptación de radiación, teniéndose un efecto mayor respecto a las pérdidas térmicas.

En la Figura 3.25 se muestra el comportamiento de la temperatura externa del calentador $T_{w,o,h}$ y de las pérdidas térmicas al variar el diámetro de apertura de la cavidad. Se observa que conforme el diámetro de apertura de la cavidad D_{ap} aumenta, la temperatura de la superficie externa del calentador alcanza un máximo cuando el diámetro de apertura es igual a 7 cm, después de este punto, dicha temperatura disminuye debido al aumento de las pérdidas térmicas. También se observa que las pérdidas por convección se incrementan y permanecen constantes aproximadamente después de un diámetro de apertura de la cavidad de 6 cm, esto se debe a que conforme disminuye la temperatura externa del calentador, el coeficiente de convección total en el interior de la cavidad continua aumentando, lo cual compensa la disminución de la temperatura y ya que el área del absorbedor permanece constante, las pérdidas por convección prácticamente no varían.

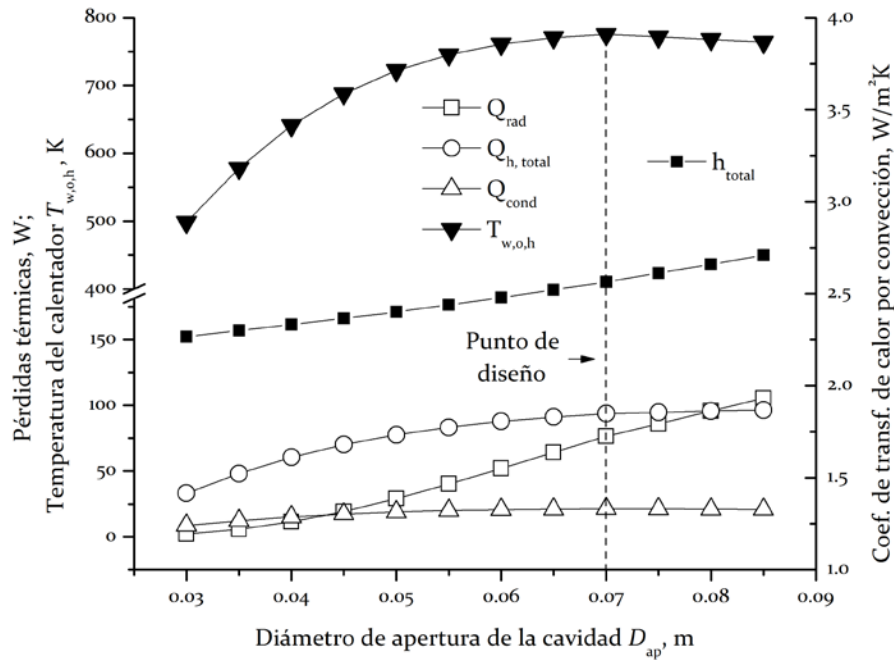


Figura 3.25. Influencia del diámetro de apertura sobre el comportamiento térmico del receptor de cavidad.

Motor Stirling

La descripción del diseño del motor Stirling inicia con el establecimiento de las condiciones de operación del motor, posteriormente se describe el resto de las variables de diseño según el componente al que pertenecen, en el orden mostrado en la Tabla 3.2, es decir mecanismo de motor, calentador, regenerador y enfriador.

De entre las variables de diseño mostradas en la Figura 3.22 se observa que las condiciones de operación **presión**, **velocidad** y **temperatura de expansión** tienen una influencia considerable sobre la potencia y eficiencia del motor. En un análisis más profundo respecto a la temperatura, se tiene que la relación de temperaturas entre la temperatura de expansión y la temperatura de compresión, es la que establece los límites de la eficiencia máxima que pudiera alcanzar el motor (eficiencia de Carnot). No obstante en este estudio la **temperatura de compresión** tiene relación directa con las limitaciones de transferencia de calor en el enfriador, por lo que el establecimiento de la temperatura de compresión se realiza a través de la optimación de los parámetros de diseño de la parte

externa del enfriador. A continuación se presentan las variables de diseño que involucran condiciones operativas del motor.

El criterio para establecer la **presión de trabajo** $PAVG$ se toma a partir de la validación hecha sobre la potencia producida por el motor Figura 3.15 en donde se encontró que el error menor en la predicción de los resultados experimentales se obtuvo a una presión de 6.9 MPa. Por lo que el diseño del presente motor se realiza para esta presión de operación, esperando lograr el mayor grado de acercamiento entre la potencia simulada y la experimental.

Al establecer la **velocidad de operación** RPM del motor existen varios factores que considerar, tales como la velocidad de rotación óptima del generador eléctrico utilizado, el cual para el caso de un generador eléctrico en corriente alterna (síncrono) tendrá velocidades de rotación específicas dependiendo del número de polos; mientras que para un generador de corriente directa, las opciones de diseño son muy amplias en este aspecto. Otro de los criterios considerados debe de ser la velocidad que alcanza el pistón dentro del cilindro, misma que normalmente se encuentra en el rango de entre 2 y 4 m/s para compresores (Blau 1992), por lo que se eligen velocidades de pistón bajas, especialmente si el diseño es “no lubricado”, con la finalidad de reducir el desgaste de los sellos y alargar la vida útil del motor. La velocidad del motor influye directamente también en la suposición de que el gas se expande y comprime isotérmicamente, por lo que a altas velocidades esta aproximación térmica de compresión y expansión isotérmica se ha relegado debido a que presenta desviaciones considerables (Prieto, Fano et al. 1997). Conforme la velocidad del motor aumenta algunas pérdidas se tornan factores predominantes debido a que son proporcionales al cuadrado de la velocidad. Para disminuir este fenómeno cuando se diseña para altas velocidades, es aconsejable utilizar fluidos de trabajo con pesos moleculares bajos, como el helio el hidrógeno (Thombare and Verma 2008). En relación a la velocidad del motor, se considera desde luego el aumento de transferencia de calor en el interior del motor debido al aumento de la velocidad del fluido de trabajo y de los coeficientes de transferencia de calor por convección internos. En la Figura 3.20 se muestra el comportamiento de la eficiencia y

capacidad del sistema, se observa que las máximas eficiencias del motor se logran a bajas revoluciones. En consideración a los aspectos anteriores en una primera instancia se selecciona una velocidad de operación de 350 RPM.

Establecer la **temperatura de expansión** T_H resulta de especial importancia, ya que termodinámicamente según explica el principio de Carnot, conforme aumente esta temperatura (asumiendo que la temperatura ambiente no es manipulable), mayor será la capacidad del sistema de convertir el calor en trabajo. La temperatura de expansión se debe establecer considerando varios factores tales como:

- a) La resistencia mecánica del material a la temperatura de operación.
- b) La resistencia del material a la corrosión por alta temperatura.
- c) La resistencia del material a la fractura por fatiga térmica.
- d) La influencia sobre las pérdidas térmicas, principalmente por conducción a través del motor y las producidas en el receptor de cavidad hacia el ambiente.
- e) La influencia sobre el aumento de la transferencia de calor.
- f) La resistencia del material aislante utilizado en el receptor.
- g) El rango de operatividad del lubricante en los sistemas lubricados por aceite.
- h) La temperatura máxima soportada por la superficie selectiva (si se utiliza) antes de la pérdida de estabilidad.

Los puntos a, b y c son aplicables tanto al material del que esté construido el calentador, como al material del bloque del motor (cilindro y pistón).

Como un punto de referencia respecto a la temperatura de expansión se tiene el sistema SRG que tiene un calentador fabricado con Inconel 718, el cual está diseñado para una vida de 120 000 hrs operando a una temperatura de 650 °C. Basado en las propiedades de las súper-aleaciones en general, una vida útil de esta magnitud se traduce en una temperatura de uso máximo de aproximadamente 850 °C (Randy Bowman 2003).

En el presente proyecto la temperatura de expansión se obtiene como resultado de la optimación de las diversas variables de diseño del receptor y motor, considerando la cantidad y características de la energía provista por el concentrador de disco parabólico.

En relación con los parámetros de diseño del motor, comúnmente se considera la cantidad de **volumen barrido** V_{sw} producido conjuntamente por el movimiento del pistón de expansión y compresión. Aunque en este estudio la influencia de dicho parámetro sobre la potencia y eficiencia es evaluada partiendo de sus variables fundamentales (diámetro y carrera del pistón) es importante evaluar su relación con el volumen ocupado por el gas fuera de los espacios de expansión y compresión (volúmenes muertos). Una aproximación inicial al volumen barrido requerido puede calcularse mediante el número de Finkelstein el cual indica que un motor que opera con una relación de temperaturas T_h/T_c aproximadamente de 3, mantendrá prácticamente la siguiente relación $0.15 = \text{Potencia}/(P_{ref} \times V_{sw} \times f)$, donde P_{ref} es la presión de referencia, V_{sw} el volumen barrido y f la frecuencia del motor (Finkelstein and Organ 2001).

La relación entre el volumen barrido V_{sw} y el volumen muerto ocupado dentro del calentador y enfriador es importante debido a que esta relación tiene una influencia directa sobre el volumen de gas que “atravesará” cada intercambiador de calor, por lo que, si el volumen barrido no es mayor que el volumen muerto en los intercambiadores, seguramente se verá afectada la transferencia de calor en los intercambiadores, debido a que no se logran alcanzar físicamente los gradientes de temperatura necesarios para transferir el calor calculado por el modelo de segundo orden. Esto puede ocurrir debido a que un modelo de segundo orden se resuelve al satisfacer los balances de energía especificados, sin verificar si se pueden lograr los gradientes de temperatura requeridos en el fluido de trabajo respecto a los intercambiadores. En un motor bien diseñado la relación entre el volumen muerto y el volumen barrido debe ser igual o menor a 0.25 (Finkelstein and Organ 2001). En la Tabla 3.4 se muestran los valores calculados para algunos motores Stirling. Se observa que en los motores con amplio estudio experimental (indicados con * en la tabla) el volumen barrido V_{sw} siempre es más grande que el volumen muerto ocupado en el calentador V_{HD} y enfriador V_{CD} . Bajo esta perspectiva resulta cuestionable el diseño reportado por (Tlili, Timoumi et al. 2008) en donde el volumen muerto es de 370 cm^3 mientras que el volumen barrido es de solo 75 cm^3 .

Tabla 3.4. Relación entre el volumen muerto y el volumen barrido.

Motor	V_{sw} cm ³	VHD cm ³	VCD cm ³	Fraccion de volumen muerto en relacion a V_{sw}		
				Calentador, %	Enfriador, %	Ambos, %
PHILIPS 400 HP*	15300	4194.81	1664.65	27.42	10.88	38.30
GPU 3*	118.63	70.28	13.18	59.25	11.11	70.35
USS P-40*	134	33.08	28.27	24.69	21.10	45.79
USS V-160*	225	32.98	37.06	14.66	16.47	31.13
ALLISON PD46*	77.5	26.26	8.13	33.88	10.49	44.38
CLAPMAN 5.0CC*	5.274	2.06	0.81	39.05	15.37	54.42
Tlili (2008)	75	-	-	-	-	493.33
Presente trabajo	309	58.5	75.7	18.93	24.50	43.43

* Valores calculados segun la descripcion dada por Organ (1997)

Mecanismo del motor

El mecanismo utilizado para el presente proyecto procede de un motor de combustión interna marca John Deere serie K, modelo LX188 FD501V, de dos cilindros en “V” (90 °) con un diámetro de 67 mm y una carrera del pistón de 62 mm. El diseño del resto de las variables se realiza considerando estos parámetros, no obstante se muestra el procedimiento y criterios de diseño a considerar para su dimensionamiento.

Las variables consideradas dentro de esta clasificación son: el diámetro del cilindro de compresión *DCYH*, la carrera del pistón *SP*, el ángulo del desfasamiento de los pistones *ALPH*, la longitud *LD* y espesor del pistón-desplazador *WT*.

El volumen barrido por los pistones de un motor Stirling tiene una relación con la capacidad del motor. Existen dos modos de aumentar el volumen barrido:

- a) Incrementando la carrera del pistón, lo que implica:
 - a. Un aumento en la velocidad máxima del pistón (mayor fricción).
 - b. Un aumento del desgaste de los sellos del pistón y/o del cilindro.
 - c. Un aumento de la resistencia mecánica requerida por el cigüeñal del motor.
 - d. Disminución de las pérdidas por conducción de calor a través del cilindro.
- b) Incrementando el diámetro del pistón, conlleva a:
 - a. Un aumento de la masa del pistón, que implica un aumento de la inercia (vibraciones) y también un aumento de las pérdidas por fricción, especialmente si el cilindro opera horizontalmente.

- b. Un aumento del área de contacto entre el pistón y el cilindro, lo que aumenta la fuerza de fricción y también aumenta el área propensa a fugas de gas.

En la Tabla 3.5 se muestran algunos valores de referencia para establecer la relación entre el diámetro del cilindro y la carrera del pistón. Se observa que la velocidad de rotación del motor y consecuentemente la velocidad del pistón son menores al resto de los motores mostrados, esto se debe principalmente a que el presente motor está diseñado a diferencia de los demás para operar con gas nitrógeno, lo que implica operar a menores velocidades para mantener a un valor adecuado las pérdidas de energía causadas por la caída de presión.

En este estudio se establece que los diámetros del cilindro de expansión y compresión son iguales, debido a las características del bloque de combustión interna utilizado, por lo que al modificar el valor del diámetro de la variable de diseño $DCYH$ implícitamente se modifica el diámetro del cilindro de compresión.

En la Figura 3.26 se muestra la influencia del diámetro del cilindros de expansión $DCYH$ sobre el flujo de calor suministrado al motor Q_{mot} , la potencia producida NP y la pérdida por conducción a través de la extensión del cilindro de expansión QC_{I35} . Las pérdidas por conducción a través del pistón QC_{I33} y la pérdida por emisión de radiación desde la cara inferior del pistón hacia el espacio del cárter QR resulto con poca variación.

Tabla 3.5. Relación de diámetro de cilindro y carrera del pistón.

Motor	Potencia, kW	Velocidad, rpm	Diámetro de cilindro (D), mm	Carrera (S), mm	Relación D/S	Velocidad del pistón, m/s
United Stirling 4-95 MKII*	25	1800	55	40	1.38	2.40
Stirling Power Sistem/Solo V-160*	9	1500	68	44	1.55	2.20
Aisin Seiki NS30A*	30	1500	60	52.4	1.15	2.62
Stirling Thermal Motor STM 4-120*	25	1800	56	48.5 (max)	1.15	2.91
PHILIPS 400 HP**	291	452	356	175	2.03	2.64
GPU-3**	8.95	3600	70	31.2	2.24	3.74
PHILIPS MP 1002CA**	0.25	1500	55	25	2.20	1.25
USS P-40/4-95**	45	4000	55	40	1.38	5.33
ALLISON PD46**	3	3000	60.3	28.4	2.12	2.84
Presente trabajo	1	350	67	62	1.08	0.72

* Sine, 1994

** Organ, 1997

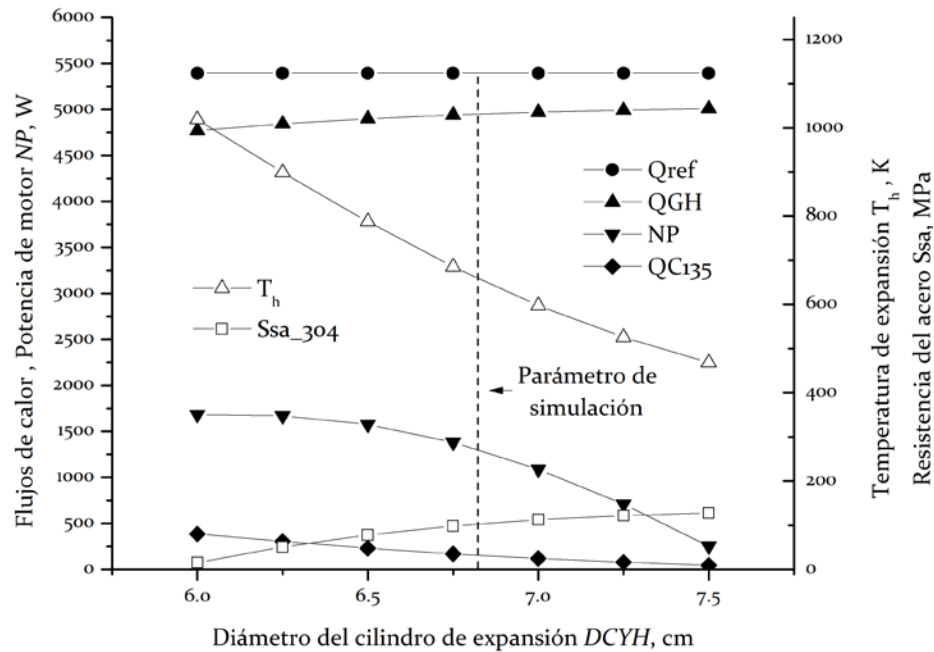


Figura 3.26. Influencia del diámetro del cilindro de expansión sobre los flujos de calor y potencia en el motor.

Se observa que al aumentar el diámetro del cilindro, aumenta el calor transferido al motor, no obstante la potencia producida alcanza un punto máximo para un diámetro igual a 6 cm, debido a que la temperatura de expansión disminuye.

Al disminuir la temperatura, la resistencia del material de la extensión del cilindro (acero inoxidable 304) aumenta, lo que influye en el área requerida del cilindro (ver Figura 3.27). Es importante notar que el acero inoxidable 304 no puede ser utilizado para operar a temperaturas por encima de 1000 K, debido a la disminución de su resistencia. Se observa que el diámetro de los cilindros del bloque de motor disponible (67 mm) no satisfacen el punto para lograr una potencia máxima, sin embargo esta optimación se realizará una vez finalizada la propuesta del sistema completo. En la Figura 3.27 se muestra la influencia del diámetro del cilindro sobre el comportamiento térmico. Se observa que al aumentar dicho diámetro, aumenta el volumen barrido V_{sw} y flujo másico en el calentador WHS lo que provoca una disminución en la temperatura de expansión ya que el coeficiente de transferencia por convección en el interior del calentador HH prácticamente no cambia.

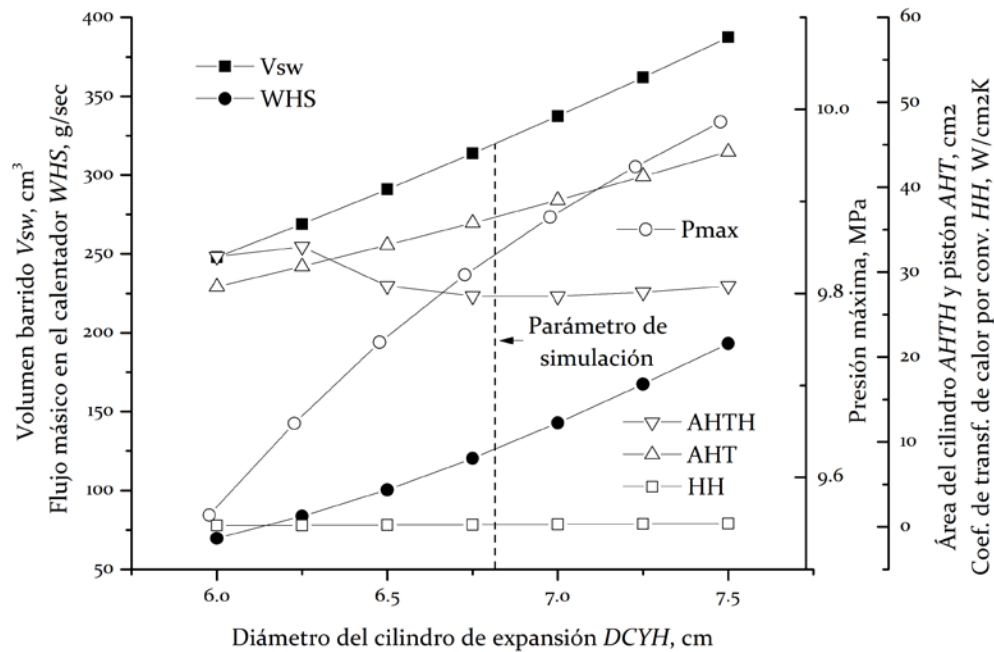


Figura 3.27. Influencia del diámetro del cilindro de expansión sobre el comportamiento térmico.

Al aumentar el diámetro del cilindro, se incrementa el área del pistón de expansión *AHT*, mientras que el área de la extensión del cilindro *AHTH* alcanza un máximo cuando el diámetro interno del cilindro (*DCYH*) es igual a 6.25. Para explicar esto es importante recordar que, como se explicó anteriormente, el diámetro externo de la extensión del cilindro de expansión (espesor) es calculado considerando la temperatura, presión máxima y tipo de material. En esta exploración se tiene que al aumentar el diámetro del cilindro de expansión (e implícitamente también el de compresión) aumenta la variación del volumen del gas de trabajo y de la presión máxima, este aumento de presión demanda un mayor espesor, no obstante conforme aumenta el diámetro del cilindro después de este punto la disminución en la temperatura de expansión demanda un espesor menor y su efecto predomina sobre el aumento de la presión máxima.

La siguiente variable a determinar referente al bloque del motor es la **carrera del pistón** *PS*. En la Figura 3.28 se muestra su influencia sobre la potencia del motor y la temperatura de expansión.

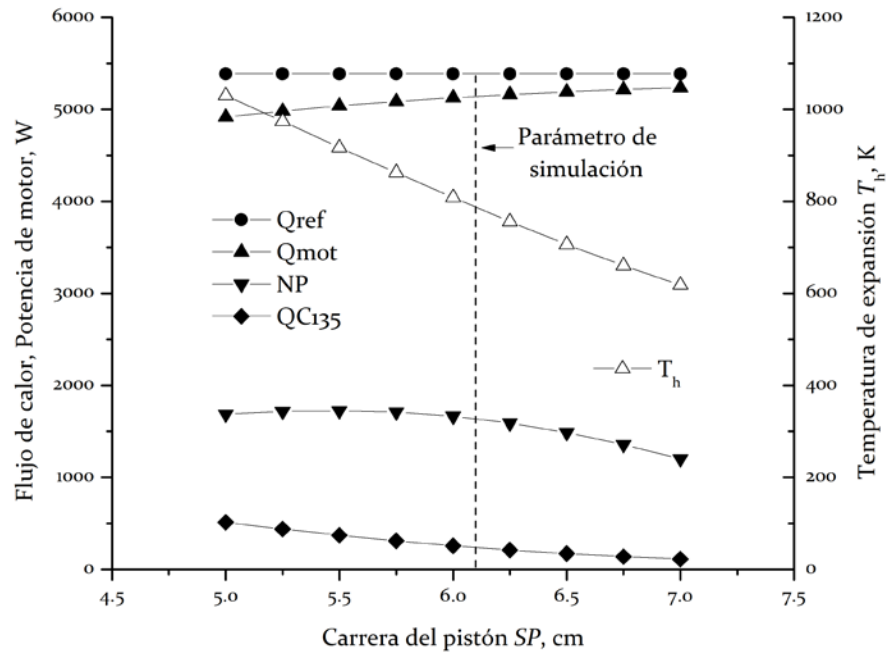


Figura 3.28. Influencia de la carrera del pistón sobre la potencia del motor.

Se observa que su influencia sobre la disminución de la potencia es menor en comparación a la influencia que ejerce el diámetro del cilindro (ver Figura 3.26) ya que no afecta las áreas de transferencia de calor para la conducción. Además su efecto sobre la disminución de la temperatura de expansión, también es menor, en comparación al producido por el diámetro del cilindro, ya que la influencia del diámetro del cilindro sobre el volumen es proporcional al cuadrado, lo que produce un mayor flujo másico, mientras que la influencia de la carrera sobre el volumen es lineal.

Se observa que la carrera del pistón (62 mm) del bloque de motor a utilizar presenta un comportamiento aceptable. No obstante es importante tener en cuenta que al aumentar la carrera del pistón, las pérdidas por fricción deben de aumentar, sin embargo el presente modelo no calcula las pérdidas de fricción mecánica *MFL* en función de la velocidad del pistón, sino en función de la potencia básica producida.

El **ángulo de desfaseamiento** *ALPH* del pistón de expansión respecto al pistón de compresión, representa el adelanto en la posición angular en la que se encuentra uno respecto al otro. Al modificar este parámetro, se afecta directamente el volumen barrido

V_{sw} (dado que es provocado por el movimiento de ambos pistones), el flujo másico y la presión máxima $PMAX$ y mínima $PMIN$ del gas de trabajo, según se muestra en la Figura 3.29. Conforme el ángulo de desfasamiento tiende a cero, el movimiento de ambos pistones tiende a provocar un máximo en el volumen barrido debido a que los desplazamientos de gas de ambos cilindro ocurren simultáneamente y su efecto es aditivo. Sin embargo, para la misma situación, se tiene que el flujo másico es mínimo, ya que no existe transferencia de gas de un cilindro hacia el otro. Al aumentar el ángulo de desfasamiento, los desplazamientos de gas de cada cilindro dejan de ocurrir simultáneamente y su efecto aditivo comienza a disminuir, lo que provoca una disminución del volumen barrido. Sin embargo, también al aumentar el ángulo de desfasamiento, la transferencia de gas de un cilindro hacia el otro aumenta hasta alcanzar un máximo en el flujo másico. Al disminuir el volumen barrido, disminuye la presión máxima del motor $PMAX$ y aumenta la presión mínima $PMIN$ debido a que existe una menor variación del volumen del gas de trabajo, lo que influye en la disminución de la diferencia de presión máxima del motor $DPmax$.

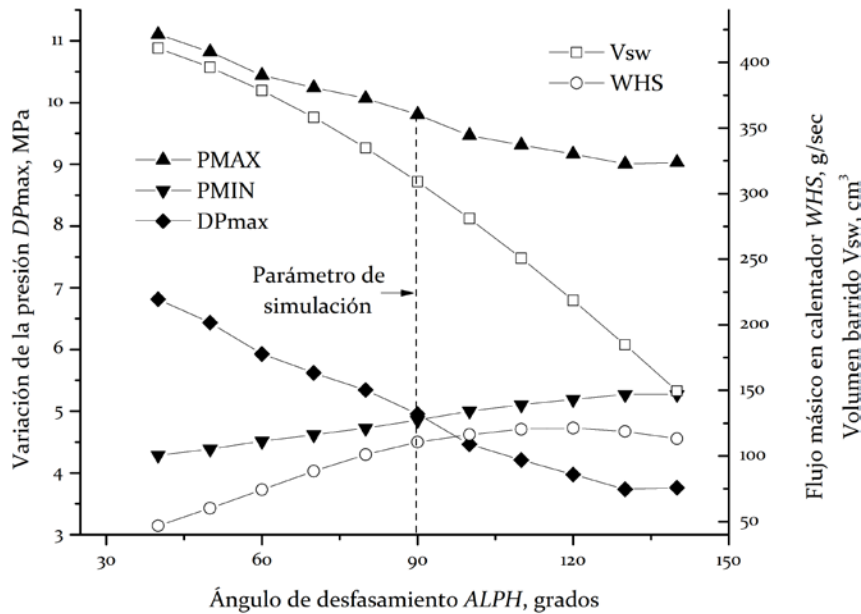


Figura 3.29. Influencia del ángulo de desfasamiento sobre la presión y flujo másico.

La disminución de la diferencia de presión máxima y el aumento del flujo másico provocan que se alcance un punto de máximo calor transferido al motor (ver Figura 3.30). En la Figura 3.30 se observa que al lograrse un máximo en el calor transferido al motor, se presenta un mínimo en la temperatura de expansión. Se observa que la potencia básica *BP* presenta dos puntos máximos el primero cuando *ALPH* es 60° y el segundo cuando es 110°. Igualmente se observa que se produce un mínimo cuando *ALPH* es igual a 50°. Al inicio del rango explorado, la potencia básica aumenta debido a la influencia del aumento del calor suministrado al motor Q_{mot} , al final del rango explorado, la potencia básica disminuye debido a la disminución del calor suministrado. El punto mínimo que se produce en la potencia básica cuando el ángulo de desfaseamiento es igual a 50° se debe a la disminución de la temperatura de expansión. La potencia neta producida por el motor *NP* presenta el mismo comportamiento que la potencia básica *BP*, excepto que la primera se ve disminuida por las pérdidas de fricción aerodinámica *WP*.

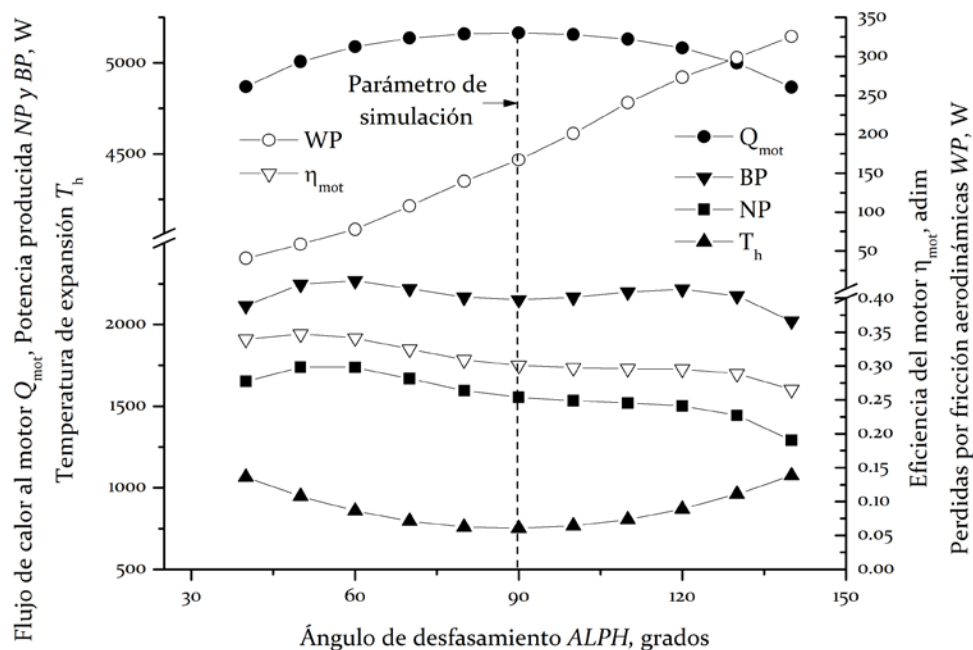


Figura 3.30. Influencia del ángulo de desfaseamiento sobre la potencia y eficiencia del motor.

En una primera instancia, pareciera que el ángulo de desfase de 90° del mecanismo utilizado, resulta inadecuado para lograr la potencia máxima y eficiencia del motor según los resultados obtenidos, sin embargo como se describió previamente, la disminución de la potencia básica se produce debido a la disminución de la temperatura de expansión. Para verificar este fenómeno se muestra en la Figura 3.31 el comportamiento de la potencia básica a diferentes valores de irradiancia solar directa, en donde se observa que al aumentar la temperatura de expansión, desaparece la disminución que sufre la potencia básica para valores cercanos a 90° .

Es importante notar que la temperatura de expansión alcanza un valor de 1009 K cuando la irradiancia es de 1000 W/m^2 y el ángulo de desfase es de 90° ; razón por la cual bajo estas condiciones es necesario construir el calentador con acero inoxidable 316, el cual puede operar a este nivel de temperatura.

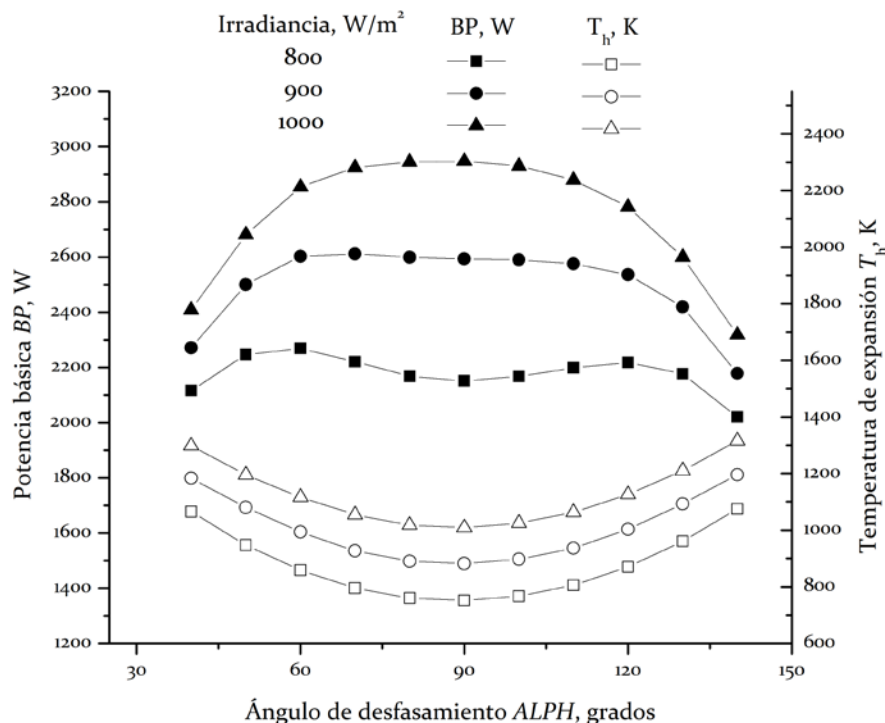


Figura 3.31. Influencia del ángulo de desfase y de la irradiancia directa sobre la potencia básica y temperatura de expansión.

A continuación en la Figura 3.32 se muestra la influencia de la **longitud del desplazador** sobre la potencia del motor NP , la pérdida por bombeo QPU , la conducción de calor a través del desplazador y la eficiencia del motor. Se observa que las pérdidas por conducción de calor a través del desplazador disminuyen conforme aumenta su longitud, debido a que aumenta su resistencia térmica. Sin embargo el aumento de la longitud del desplazador produce el efecto contrario sobre las pérdidas por bombeo, debido a que al aumentar la longitud, aumenta también la cantidad de gas que es bombeada o “arrastrada” hacia la parte fría del cilindro. Los resultados obtenidos indican que la longitud óptima es aproximadamente 8 cm, sin embargo, su diseño se establece en una longitud menor (5.5 cm), con la intención de reducir el peso del desplazador y evitar vibraciones o desbalances excesivos así como para disminuir las pérdidas por fricción entre los anillos del pistón y el cilindro de expansión. La función del desplazador consiste en reducir las pérdidas por conducción a través del pistón y disminuir su temperatura de operación.

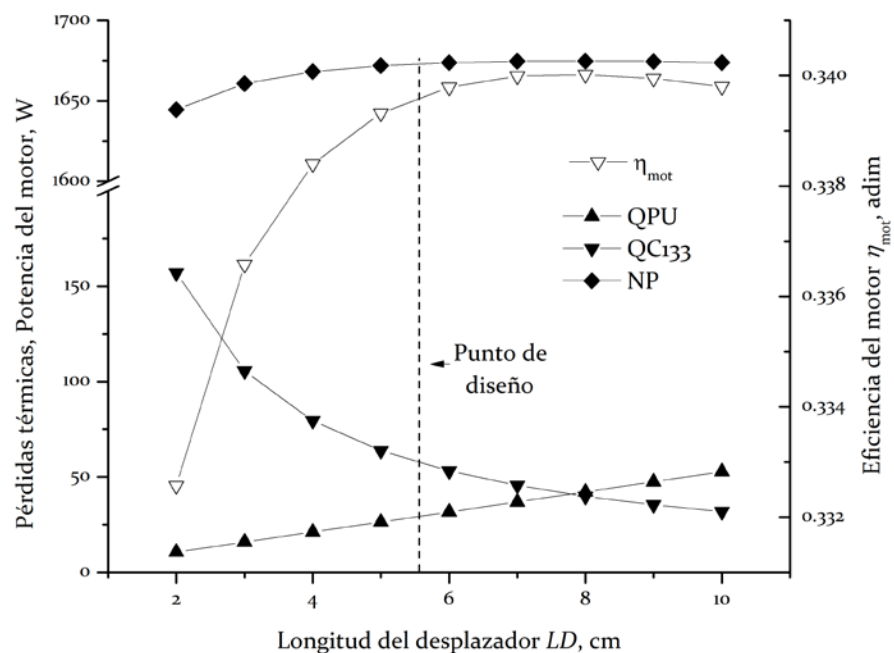


Figura 3.32. Influencia de la longitud del desplazador sobre el comportamiento térmico del motor.

Por lo que el **espesor del desplazador** *WT* se procura mantener al mínimo valor posible con la finalidad de minimizar las pérdidas por conducción. Debido a que no se cuenta con un método para establecer el espesor mínimo requerido para evitar su deformación al presurizar el motor, su valor es establecido en 1.78 mm tomando como referencia el motor GPU-3.

Calentador

Las variables correspondientes a este componente son el diámetro interno *DIH*, el número de tubos del calentador *NTH*, su longitud *LHHT* y el volumen muerto extra *VHDX*.

El calentador de este estudio fue diseñado con una geometría cuadrada, donde el ancho del banco de tubos y el largo de los tubos son iguales. La distancia entre esquina y esquina del calentador se ajusta al diámetro de la imagen solar producida por el concentrador y las propuestas iniciales de este intercambiador de calor se elaboran proponiendo conjuntos de tubos que satisfagan este criterio. Para elaborar una primera propuesta se sugiere analizar el **diámetro interno de los tubos del calentador** ya que es una de las principales variables que influye sobre el comportamiento térmico del calentador y del receptor de cavidad. En la Figura 3.33 se observa la influencia del diámetro interno de los tubos del calentador sobre el flujo de calor transferido hacia el motor. De estos resultados se observa que el diámetro que producen un mayor flujo de calor, se encuentra en el rango de entre 0.2 y 0.4 cm, debido que se presentan los más altos coeficientes de transferencia de calor por convección en el interior de los tubos. Una vez que se han definido la presión de trabajo y se ha evaluado la temperatura a la que operará el calentador, es posible calcular el espesor requerido por dichos tubos y descartar las opciones comerciales de tubos que no satisfagan este requerimiento. Posteriormente se evalúan las propuestas con diversos diámetros internos y números de tubos que satisfagan los criterios previamente descritos. Las propuestas pueden tener diversos diámetros (distancia de esquina a esquina del calentador) y ser ajustadas dentro de la imagen solar, acercándose o alejándose del plano focal.

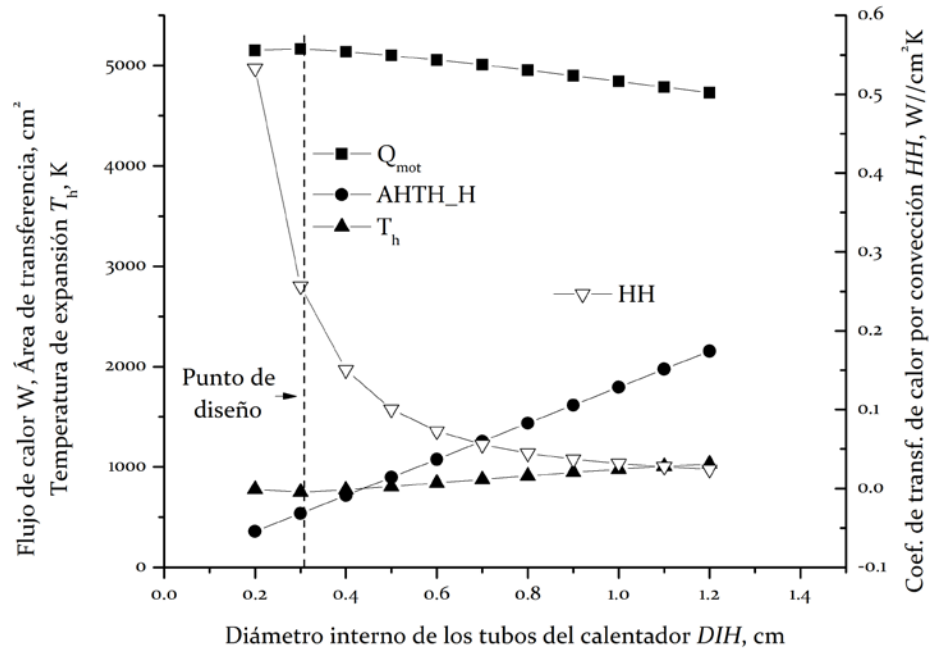


Figura 3.33. Influencia del diámetro interno de los tubos de calentador sobre el flujo de calor transferido hacia el motor.

No obstante existe un criterio que debe cumplirse para que la propuesta sea térmicamente factible y este criterio es que la densidad del flujo de calor por unidad de área (flux) de la imagen solar sobre el calentador (Q_{rec}/A_{rec}) sea mayor al flux de calor en el calentador ($Q_{mot}/AHTH_h$).

Preferentemente las propuestas son evaluadas bajo diferentes presiones de trabajo y velocidades de operación, con el objetivo de encontrar la propuesta que logre el mejor compromiso entre la eficiencia del receptor y la eficiencia del motor. Debido a que esta exploración es extensa, en la Figura 3.34 se muestra el resumen de las máximas eficiencias de las propuestas evaluadas. En dicha figura se observa que la eficiencia del motor no presenta una variación significativa, por lo que la eficiencia combinada máxima coincide con la eficiencia máxima del receptor, que presenta un punto máximo con la propuesta de 30 tubos con un diámetro interno de 0.3048 cm, un diámetro externo de 0.635 cm. Ya que el aspecto del calentador es cuadrado, la longitud calentada de los tubos es igual al producto del número de tubos y el diámetro externo, que en este caso es igual a 19.05 cm.

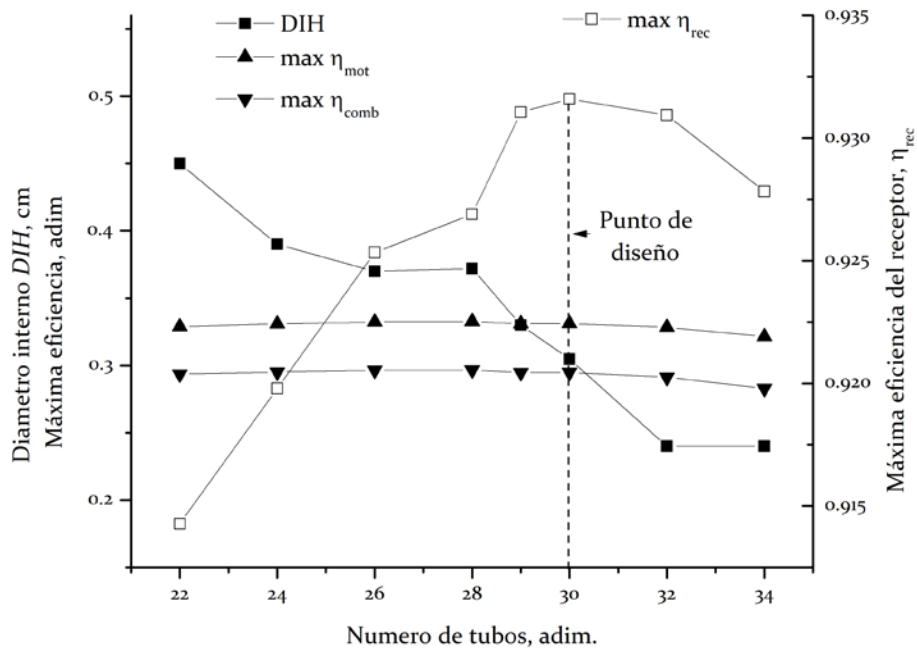


Figura 3.34. Evaluación de propuestas de calentador y su influencia sobre la eficiencia del receptor y motor.

Para concluir con el análisis de las variables de diseño del calentador se evalúa la influencia del **volumen muerto extra** del calentador, el cual es ocupado por el gas entre la cámara de expansión y el volumen en el interior de los tubos del calentador, es decir el volumen ocupado en la conexión del calentador con la cámara de expansión *VHDX*. Aunque este volumen adquiere su valor dependiendo del tamaño resultante de dicha conexión, generalmente se sugiere mantener este valor al mínimo posible, con la finalidad de aumentar la relación de expansión y compresión del motor, no obstante en el análisis realizado se encontró un punto bajo el cual se logra un punto de eficiencia máxima.

En la Figura 3.35 se observa que conforme aumenta el volumen *VHDX*, se reduce la diferencia de presiones máxima *DPmax*, lo que implica una disminución de la relación de expansión. Al disminuir la relación de expansión, se reduce también la cantidad básica (ideal) de calor requerido *BHI*. La reducción del calor requerido provoca un aumento de la temperatura de expansión y un aumento de la relación de temperaturas *NT*, que influye positivamente hasta cierto punto sobre la potencia básica *BP* (ver Figura 3.36).

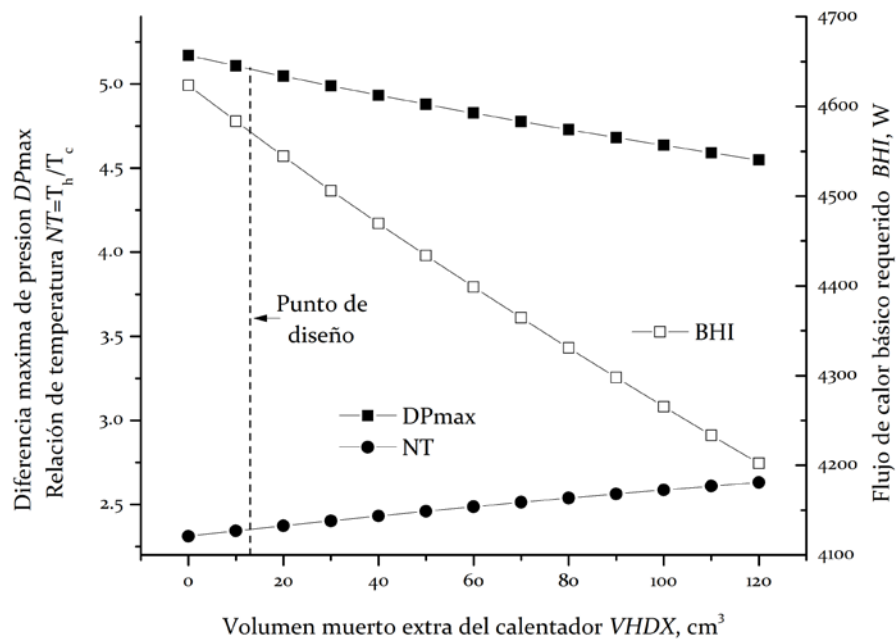


Figura 3.35. Influencia del volumen en la conexión del calentador sobre el motor.

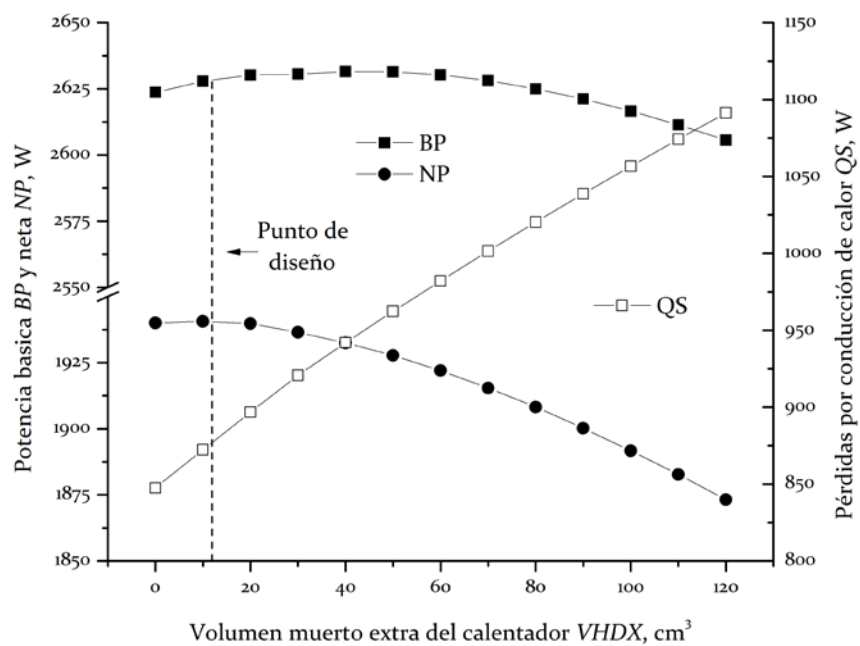


Figura 3.36. Influencia del volumen en la conexión del calentador sobre la potencia.

Sin embargo, al aumentar la temperatura de expansión, también aumentan las pérdidas por conducción QS , lo que provoca que la potencia máxima NP se obtenga cuando el volumen muerto en la conexión es de 10 cm^3 , estableciendo en este valor el punto de diseño. Este beneficio resulta ser mínimo y considerando que se produce debido a un aumento de la temperatura de expansión, se recomienda prescindir de buscar el punto óptimo del volumen muerto en la conexión y procurar mantener dicho volumen al mínimo posible.

Regenerador

Las variables de diseño del regenerador según su grado de afectación en la potencia y eficiencia son el diámetro interno de la matriz del regenerador DR , el número de regeneradores NR , la longitud de la matriz LR , el tamaño de la malla MSH y el diámetro de los alambres de las mallas que conforman la matriz THW . Aunque las combinaciones posibles de parámetros posibles para estas variables son amplias, este diseño se limita a un proceso de optimación convencional, soportado por un estudio paramétrico y limitado por las restricciones físicas de la propuesta en su conjunto. Bajo este contexto se tienen dos diseños de regenerador, un regenerador con sección transversal rectangular para el motor enfriado por aire y otro regenerador con sección transversal circular para el motor enfriado por agua. El diseño mostrado corresponde a la opción que utiliza el enfriamiento por agua, ya que es el motor que se construyó. Este regenerador tiene la restricción de que el diámetro interno del regenerador debe de coincidir cercanamente con el diámetro interno de la coraza del enfriador de tubo y coraza, para poder mantener la uniformidad del flujo del gas de trabajo entre la matriz del regenerador y el banco de tubos del enfriador.

En la Figura 3.37 se muestra la influencia del **diámetro interno del regenerador DR** (matriz del regenerador) sobre la potencia básica (ideal) del motor BP , la potencia neta del motor NP y las pérdidas fluido-dinámicas a través de la matriz del regenerador WPR . Se observa que al aumentar dicho diámetro, la potencia básica disminuye, esto ocurre como ya se ha descrito anteriormente debido al incremento de volumen muerto, el cual reduce la relación de expansión y compresión.

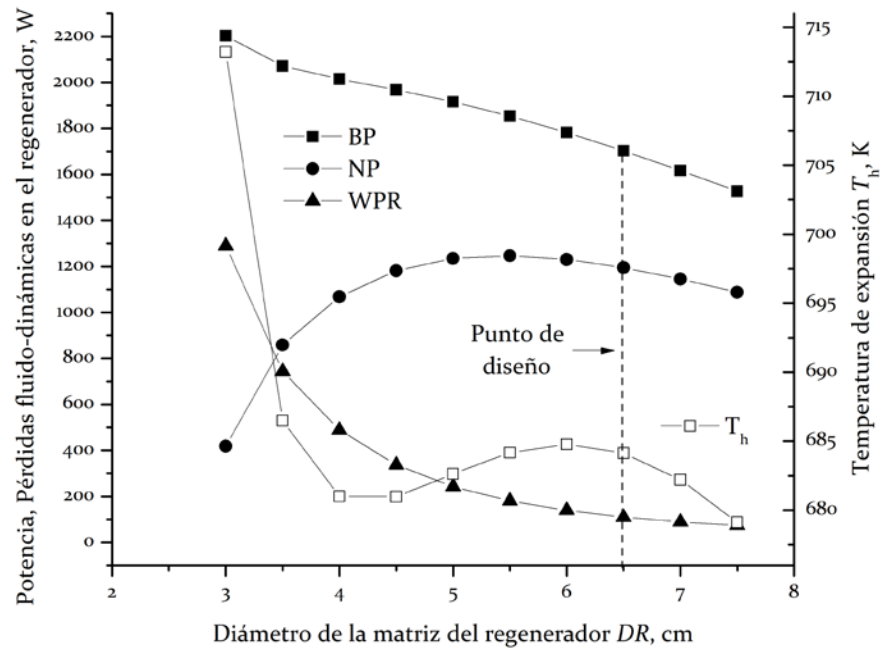


Figura 3.37. Influencia del diámetro de la matriz del regenerador sobre la potencia del motor.

No obstante al aumentar el diámetro del regenerador, también disminuyen las pérdidas fluido-dinámicas debido a que aumenta el área de flujo libre a través de la matriz del regenerador. La combinación de los dos fenómenos anteriores provocan que se alcance un punto máximo en la potencia neta producida cuando el diámetro es igual a 5.5 cm. Además, también se observa en la Figura 3.37 que la temperatura de expansión sufre un comportamiento aparentemente inusual, para su análisis se muestra en la Figura 3.38 la influencia del diámetro del regenerador sobre el calor suministrado al motor Q_{mot} y el calor transferido hacia el ambiente en el enfriador Q_k . Se observa que al aumentar el diámetro del regenerador, disminuye el flujo de calor requerido en el enfriador, lo que provoca en una primera instancia la disminución de la temperatura de expansión mostrada en la Figura 3.37, después la temperatura de expansión aumenta desde que el diámetro del regenerador es igual a 4.5 cm hasta llegar a un máximo cuando dicho diámetro es igual a 6 cm. Este aumento en la temperatura se debe al aumento en el calor

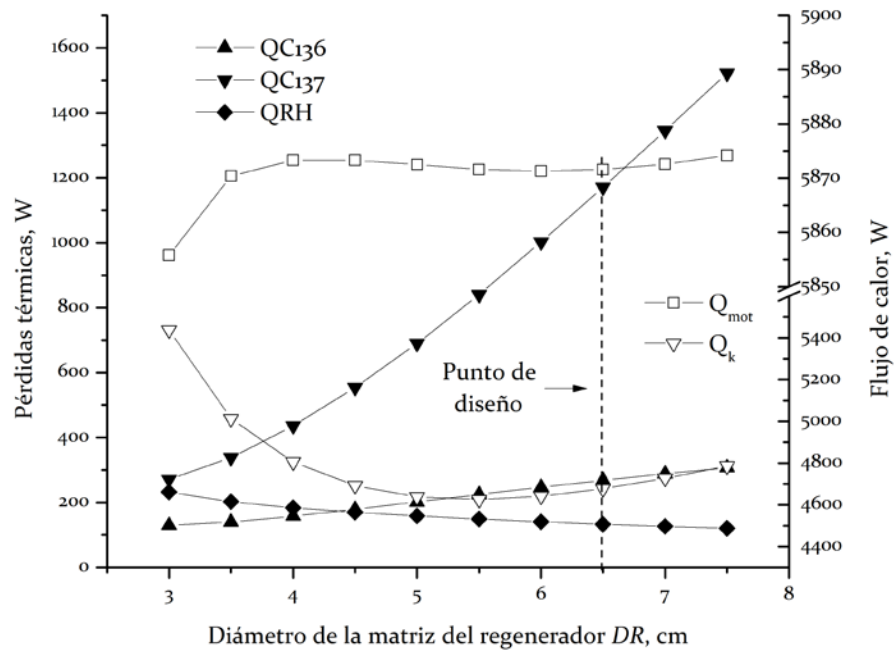


Figura 3.38. Influencia del diámetro del regenerador sobre las pérdidas térmicas y los flujos de calor en el calentador y enfriador.

requerido por el motor (ver Figura 3.38) provocado principalmente por el incremento de las pérdidas térmicas por conducción a través de las paredes del regenerador QC_{136} y a través de la matriz del regenerador QC_{137} .

El **número de regeneradores** que puede utilizar un motor Stirling depende en gran medida de la configuración del motor (alfa, beta, gama) y del número de cilindros, según sea su arreglo. Se recomienda desde el punto de vista de eficiencia térmica utilizar un solo regenerador, con la finalidad de tener el mayor volumen de la matriz con las menores pérdidas térmicas por conducción a través de la matriz del regenerador. Esto se puede verificar en la Figura 3.39 donde se muestra las pérdidas y potencia producía considerando uno y dos regeneradores. Se observa que la propuesta con dos regeneradores inicialmente tiene una menor pérdida por resistencia al flujo a través de la matriz WPR , la influencia de la menor magnitud de esta pérdida predomina sobre el aumento de las pérdidas por conducción a través de la matriz QC_{137} , lo que resulta en

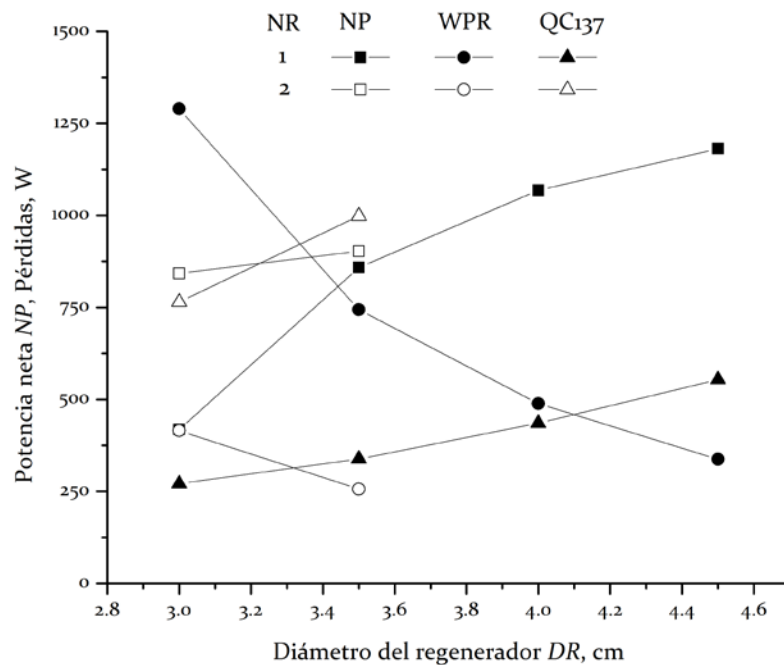


Figura 3.39. Influencia del número y diámetro del regenerador sobre la potencia.

una mayor potencia del motor con dos regeneradores en comparación del que tiene solo uno. No obstante, al intentar simular la opción con tres regeneradores se tuvo que el aumento excesivo de las pérdidas por conducción a través de la matriz produjo una disminución de la temperatura de expansión a tal grado, de no ser capaz de producir la potencia necesaria para producir un trabajo positivo. Mientras que la opción con un regenerador obtiene un aumento de la potencia conforme aumenta el diámetro, hasta alcanzar un máximo como se mostró anteriormente en la Figura 3.37.

Continuando con el diseño del regenerador, se muestra en la Figura 3.40 la influencia de la **longitud del regenerador** sobre la potencia producida por el motor y una de las principales pérdidas que se ve afectada por este parámetro de diseño, es decir, la pérdida ocasionada por la caída de presión a través de la matriz del regenerador o dicho de otra forma, las pérdidas fluido-dinámicas *WPR*. Se observa que al aumentar la longitud del regenerador la potencia básica *BP* aumenta hasta alcanzar un punto máximo después del cual comienza a disminuir ligeramente. Este comportamiento se debe a que inicialmente el aumento de la relación de temperaturas *NT* favorece el aumento de la potencia básica,

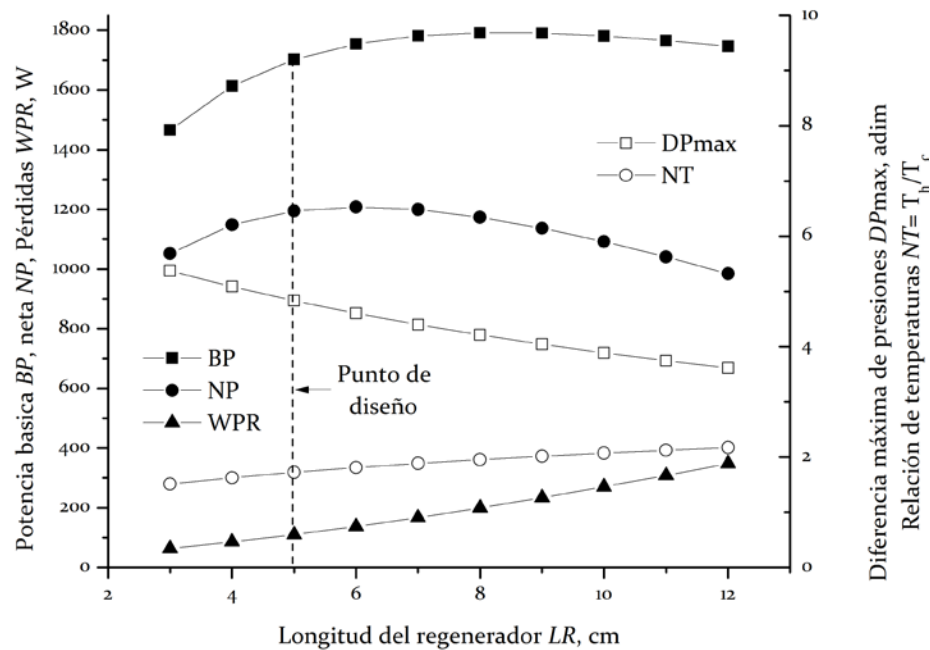


Figura 3.40. Influencia de la longitud del regenerador sobre la potencia del motor. posteriormente, la disminución de la diferencia de presiones máxima DP_{max} provoca el efecto contrario, provocando una disminución de la potencia básica. La potencia máxima neta se logra cuando la longitud del regenerador es igual a 6 cm y su punto máximo ocurre antes de que se alcance el punto máximo de la potencia básica, esto se debe al aumento de las pérdidas por caída de presión en la matriz del regenerador.

A continuación se analiza la influencia del **tamaño de la malla MSH**, referida a la cantidad de hilos (o cuadros) por cada centímetro lineal de malla. En la Figura 3.41 se observa que al aumentar el tamaño de la malla se produce simultáneamente un punto máximo en la potencia básica BP y la potencia neta NP , debido al aumento de la temperatura de expansión en ese mismo punto. En la Figura 3.42 se muestran las principales pérdidas térmicas del regenerador, se observa que el calor suministrado presenta muy poca variación, por lo que la temperatura de expansión (ver Figura 3.41) presenta un máximo cuando el tamaño de la malla es igual a 30 hilos/cm y se presentan las mínimas pérdidas térmicas en el regenerador.

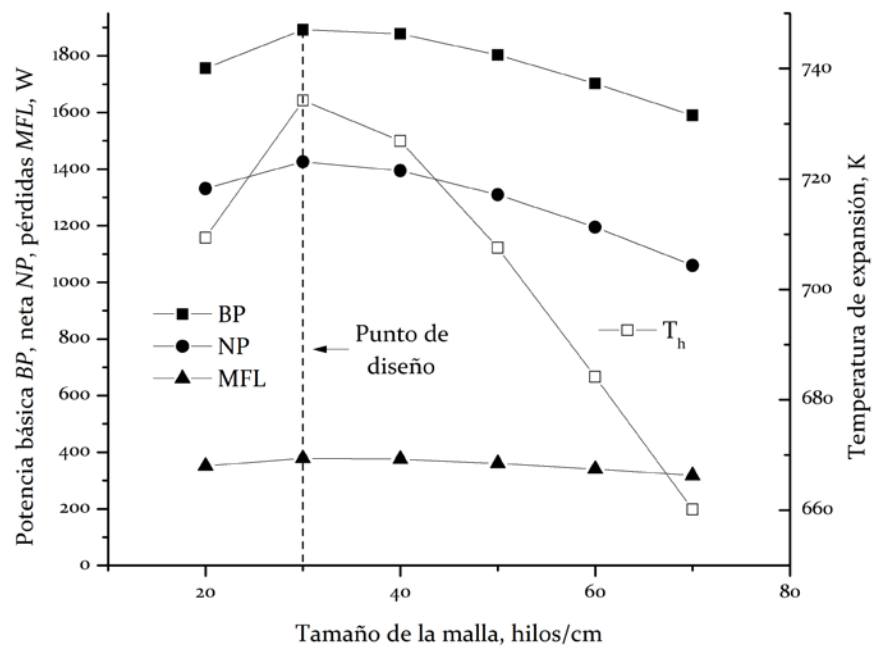


Figura 3.41. Influencia del tamaño de la malla sobre la potencia del motor.

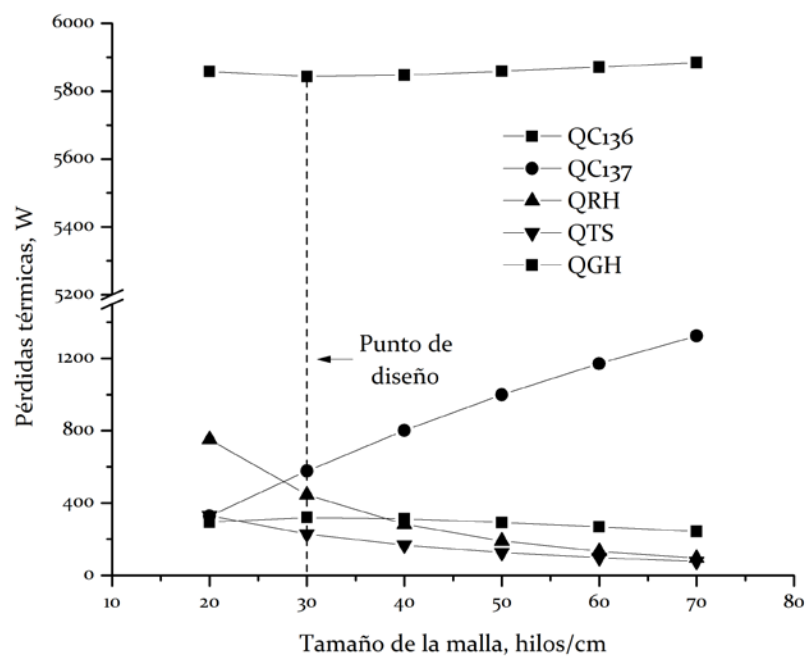


Figura 3.42. Influencia del tamaño de la malla sobre las pérdidas térmicas.

La siguiente variable a establecer es el **espesor de los alambres de las mallas THW** que conforman la matriz del regenerador.

En la Figura 3.43 se muestra la influencia de dicha variable sobre la potencia neta producida por el motor *NP* y las principales pérdidas térmicas asociadas al regenerador. Se observa que al aumentar el espesor de los alambres de las mallas, se incrementa la pérdida por conducción a través de la matriz *QC₁₃₇* debido a que aumenta la “conductividad de la matriz”, no obstante la pérdida por recalentamiento *QRH* disminuye, ya que la capacidad térmica del regenerador aumenta al aumentar la cantidad de masa de la matriz e igualmente ocurre con la pérdida por oscilación de temperatura *QIT*.

En sumatoria, las pérdidas térmicas disminuyen y ya que el flujo de calor suministrado permanece prácticamente constante se produce una potencia máxima producida cuando el espesor de los alambres de las mallas es 0.006 cm.

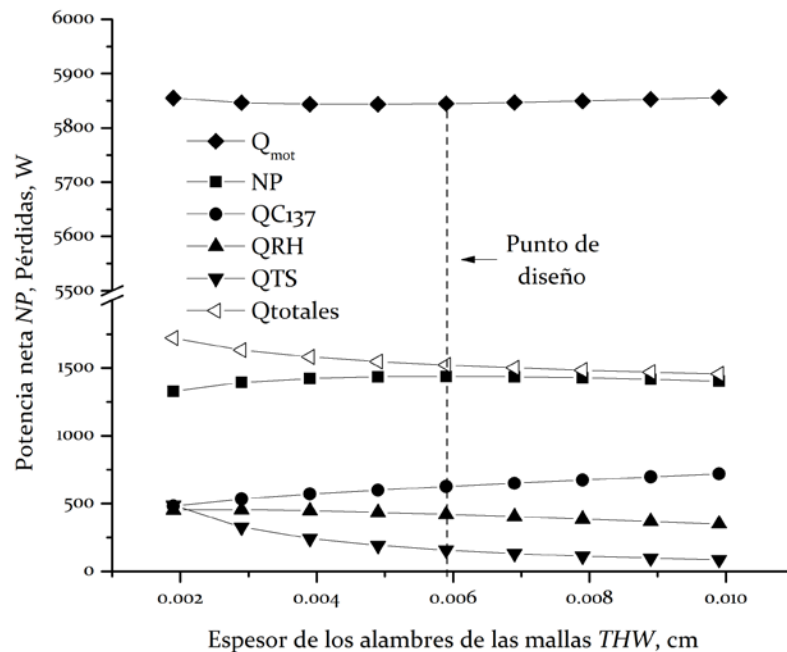


Figura 3.43. Influencia del espesor de los alambres de la malla sobre la potencia y las pérdidas térmicas.

Enfriador de tubo y aleta

Para su análisis las variables de diseño del enfriador se clasifican según su ubicación ya sea por la parte interna (motor Stirling) o por la parte exterior que se encuentra en contacto con el aire de enfriamiento y los alrededores. Las variables de diseño de la parte interior, según su grado de afectación sobre la potencia neta y eficiencia del motor son: el diámetro interno DIC , cantidad de tubos NTC y la longitud de los tubos $LCHT$ del enfriador, así como el volumen muerto extra $VCDX$.

Una de las principales variables que afecta el comportamiento del motor Stirling es el **diámetro interno de los tubos del enfriador DIC** , debido a la cantidad de tubos necesarios para remover el calor residual, lo que implica tener una cantidad considerable de volumen muerto.

En la Figura 3.44 se observa que al aumentar dicho diámetro, la potencia básica BP aumenta, alcanza un punto máximo y luego disminuye. Esto ocurre debido a que conforme aumenta el diámetro interno se incrementa el volumen muerto y reduce la relación de compresión y expansión, aumentando la temperatura de expansión. No obstante llega un punto en el cual el aumento de volumen muerto y la consecuente reducción de la diferencia de presiones máxima DP_{max} tiene un efecto predominante sobre la potencia básica. También se observa que al aumentar el diámetro de los tubos, se presenta una reducción considerable de las pérdidas fluido-dinámicas en el enfriador (caída de presión) y permite a la potencia neta alcanzar un máximo cuando se tiene un diámetro aproximadamente de 0.25 cm.

A continuación en la Figura 3.45 se evalúa la influencia del **número de tubos del enfriador NTC** y su influencia sobre la potencia neta. Se observa que la potencia básica y la potencia neta tienen un comportamiento similar. A diferencia del caso anterior (Figura 3.44) no se presenta inmediatamente un punto de potencia máxima, esto se debe a que la influencia del aumento de la relación de temperaturas NT (T_h/T_c) predomina sobre el efecto contrario producido por la disminución de la diferencia de presiones máxima DP_{max} .

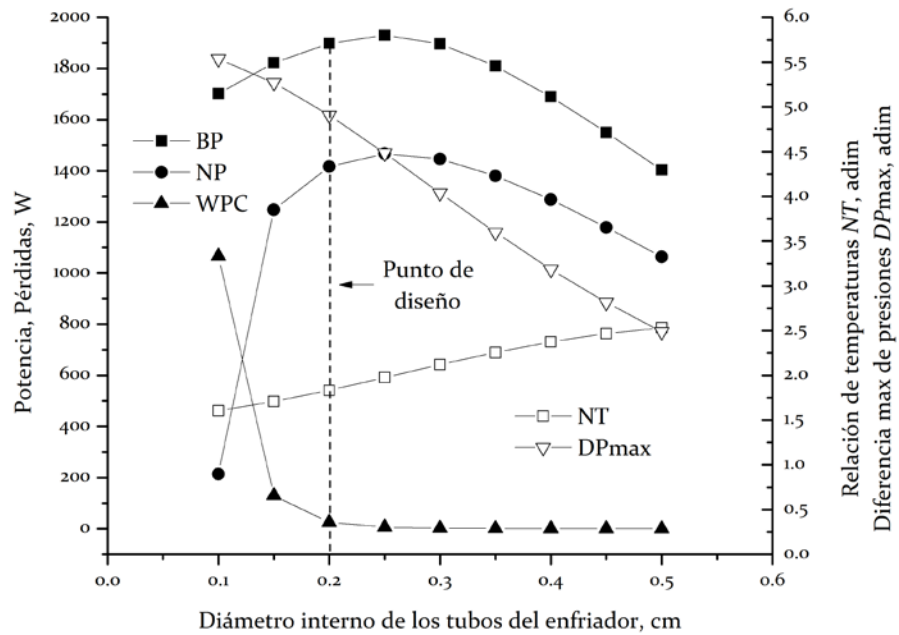


Figura 3.44. Influencia del diámetro interno de los tubos del enfriador sobre la potencia.

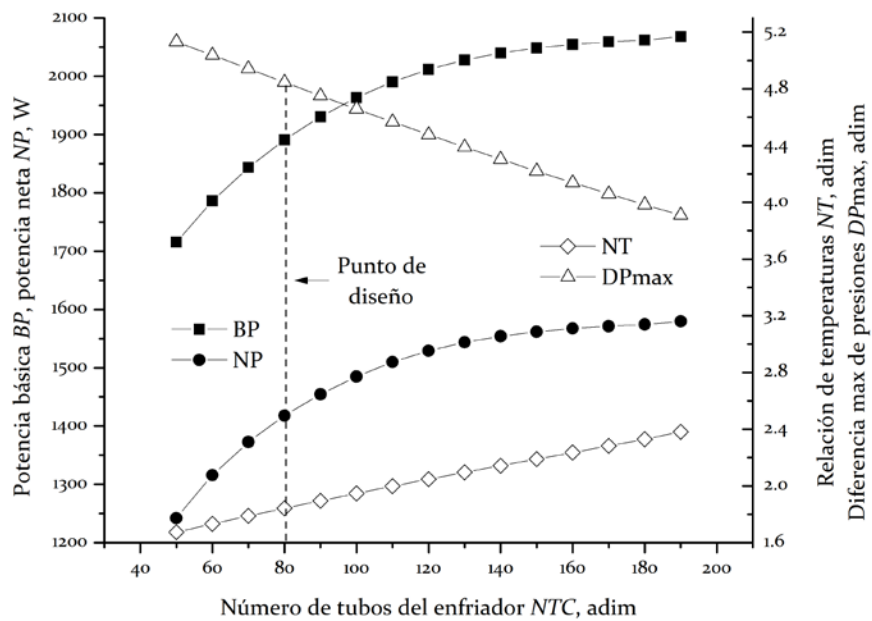


Figura 3.45. Influencia del número de tubos del enfriador sobre la potencia del motor.

Lo anterior ocurre debido a que la disminución de DP_{max} ocurre en menor magnitud en comparación con el aumento del diámetro interno, ya que el volumen muerto es proporcional al cuadrado del diámetro interior de los tubos, mientras que el número de tubos tiene una relación directa con el volumen muerto. Es importante mencionar que la eficiencia del motor Stirling puede aumentar conforme aumenta la temperatura de expansión y disminuye la temperatura de compresión, por lo que aumentar el área de transferencia de calor del enfriador a través del número de tubos puede resultar térmicamente factible pero físicamente impráctico. Es por esto que uno de los criterios para delimitar el número de tubos es la altura y la profundidad del banco de tubos, ya que será necesario acoplarse con el resto del motor, especialmente con el regenerador. La propuesta de diseño del motor enfriado por aire incluye un regenerador cuya sección transversal es rectangular y sus dimensiones le permiten acoplarse con el calentador que tiene una altura (del conjunto de tubos) de 19 cm. En este sentido, las dimensiones del banco de tubos del enfriador le deben permitir acoplarse al regenerador que tiene una misma altura que el calentador y esto se logra aproximadamente con una cantidad de 100 tubos. Cabe mencionar que el diseño de la parte externa del enfriador es una parte fundamental para establecer las dimensiones del banco de tubos del enfriador, por ello dicho análisis es mostrado en detalle posteriormente.

La próxima variable a establecer es la ***longitud de los tubos del enfriador LCHT***. En la Figura 3.46 se observa la influencia de este parámetro sobre la potencia del motor y la potencia eléctrica útil producida $W_{elec, \text{ útil}}$. Se observa que al aumentar la longitud de los tubos disminuye la temperatura de compresión del gas T_c y el flujo de calor en el enfriador Q_{enf} . También se observa que la potencia básica presenta un incremento al igual que la potencia neta del motor, no obstante la potencia eléctrica útil presenta un punto máximo aproximadamente cuando el largo de los tubos es de 36 cm. Esto se debe a que conforme aumenta la longitud de los tubos y se reduce la temperatura del gas, se reduce la diferencia de temperatura respecto a la temperatura ambiente (313 K) lo que obliga aumentar el flujo másico del aire de enfriamiento, provocando un aumento en la potencia del ventilador W_{vent} .

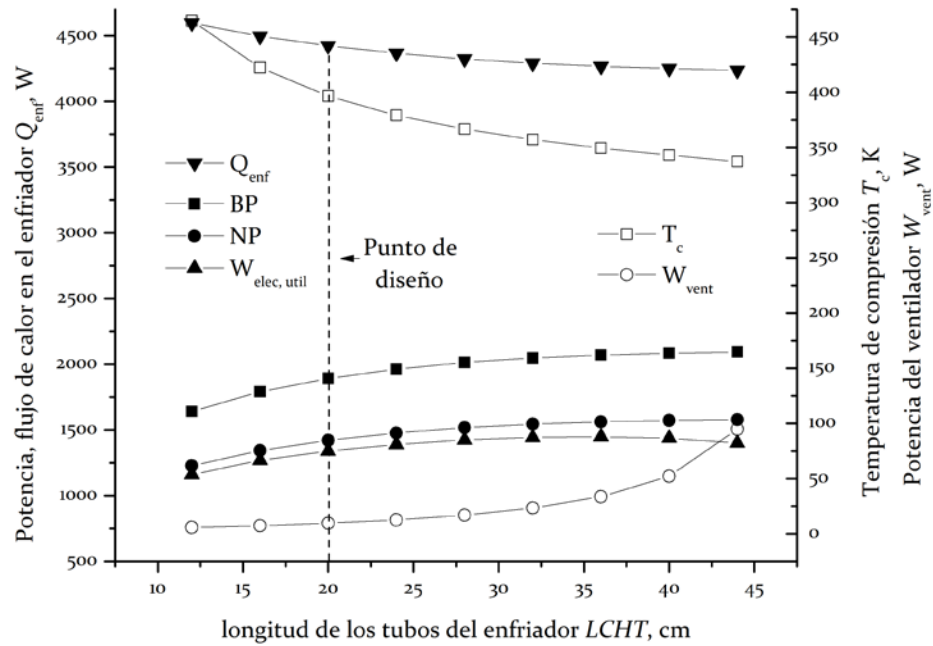


Figura 3.46. Influencia de la longitud de los tubos del enfriador sobre la potencia.

Particularmente este parámetro de diseño no se selecciona únicamente considerando el mejor rendimiento térmico, sino que también se considera las restricciones de espacio entre los cilindros del motor y las dimensiones del calentador y regenerador, por este motivo la longitud es establecida en 21 cm. Además se debe de considerar también que el porcentaje de volumen muerto (de todo el motor) se mantenga en menor proporción al volumen barrido por los pistones, para asegurar un amplio contacto térmico de los flujos másicos del gas de trabajo con los distintos intercambiadores de calor del motor Stirling. Al evaluar la influencia del volumen muerto extra del enfriador $VCDX$ sobre el comportamiento del motor (ver Figura 3.47) se observa una influencia principalmente sobre la potencia básica BP , misma que se refleja sobre la potencia neta NP y la potencia eléctrica útil. Se aprecia que la potencia básica presenta un punto máximo cuando el volumen muerto es de 40 cm^3 , debido al compromiso entre el aumento de la relación de temperaturas NT y la disminución de la diferencia de presión máxima DP_{max} .

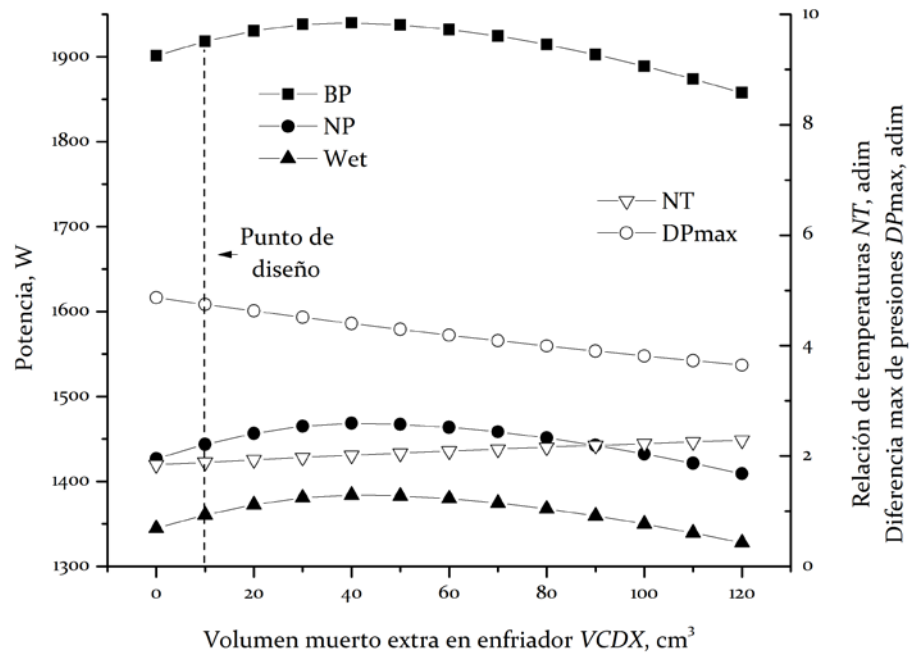


Figura 3.47. Influencia del volumen muerto extra sobre la potencia.

Una vez dimensionado el interior del enfriador se presenta a continuación el análisis realizado para cada una de las variables de la parte externa del enfriador de tubo y aleta. Las variables consideradas para el diseño según su grado de influencia sobre la potencia eléctrica útil, son (ver Tabla 3.3): el número de filas de tubos Nr , la separación entre aletas FP , la separación vertical entre los tubos Pt , la diferencia de temperatura mínima entre el aire de enfriamiento y la superficie externa del enfriador $DTmin$ y el espesor de las aletas tf . Aun cuando la eficiencia del generador eléctrico n_{gen} , motor de ventilador n_{mot} y ventilador n_{fan} y el diámetro del ventilador $Dfan$, son variables de entrada al simulador, su valor se establece considerando factores económicos, de disponibilidad, dimensiones, etc. De manera similar, el ángulo del arreglo del banco de tubos ang_t se establece en 33° debido a que las correlaciones para los coeficientes j y f fueron obtenidos con arreglos de tubos con este ángulo (Wang 1997).

En la Figura 3.48 se observa la influencia del **número de filas** de tubos del enfriador sobre la potencia eléctrica útil. Se observa que al aumentar el número de filas incrementa la potencia básica BP y la potencia neta del motor NP , sin embargo la potencia eléctrica

útil W_{et} alcanza un punto máximo cuando el número de filas es igual a 6. Esto se debe a que conforme aumenta el número de filas, aumenta la profundidad (grosor) y se reduce la altura del banco de tubos, lo que provoca un aumento de la velocidad del fluido de enfriamiento V_{max_fe} , causando una mayor caída de presión y un respectivo aumento en la potencia requerida por el ventilador W_{fan} .

La potencia básica y neta aumenta debido a una disminución de la temperatura de compresión (ver Figura 3.49). Se observa que al aumentar el número de filas (y reducir el alto del banco de tubos) se reduce ligeramente el área de flujo libre, sin embargo el aumento de la velocidad del fluido de enfriamiento provoca un mayor coeficiente de transferencia de calor por convección, por lo que la temperatura disminuye.

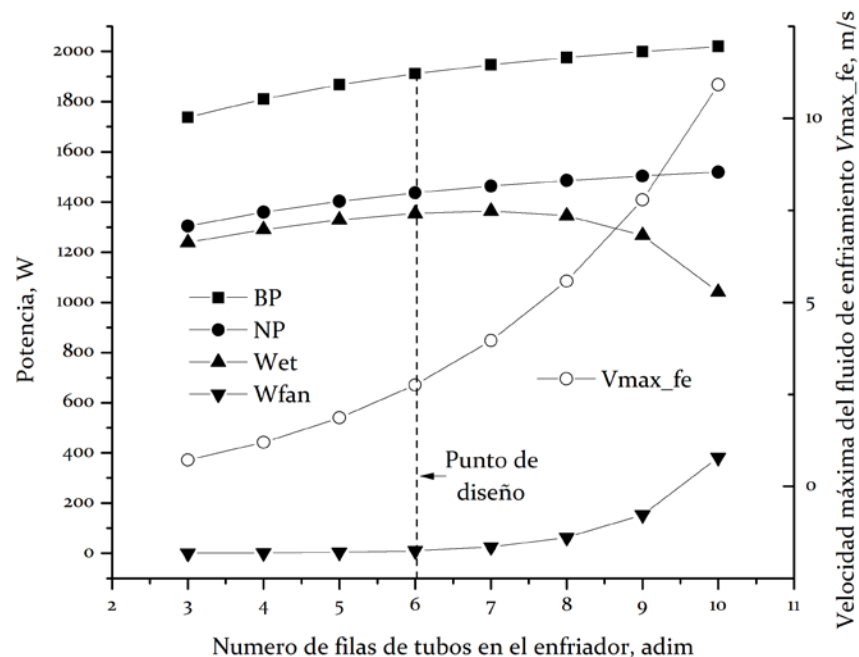


Figura 3.48. Influencia del número de filas de tubos del enfriador de tubo y aleta.

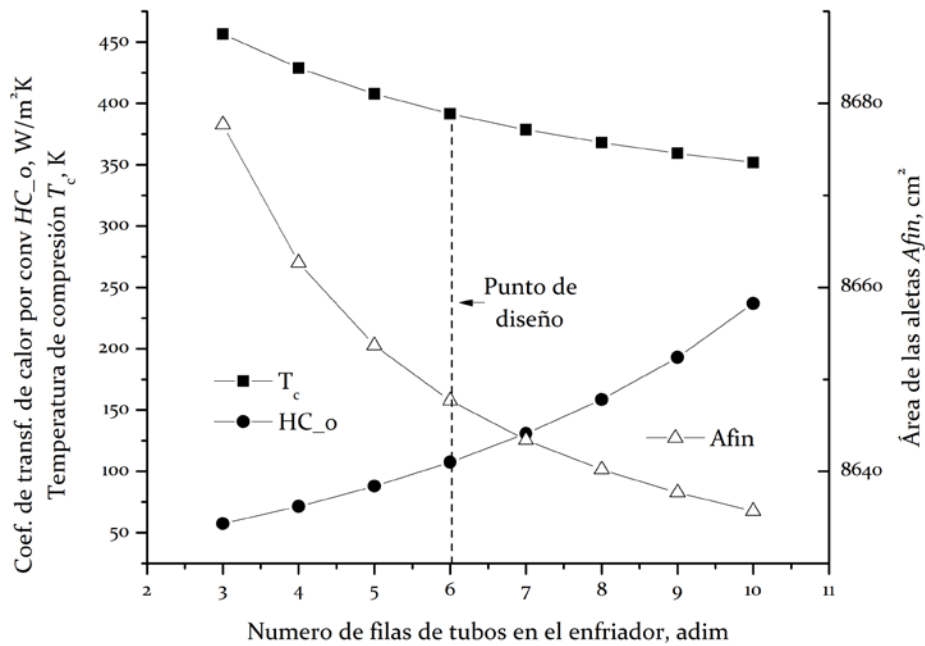


Figura 3.49. Influencia del número de filas de tubos del enfriador sobre la temperatura de compresión.

La siguiente variable a analizar es la *separación entre aletas FP*. En la Figura 3.50 se observa que al aumentar la separación entre aletas se produce una disminución de la velocidad del fluido de enfriamiento V_{max_fe} que implica una disminución de la potencia del ventilador W_{fan} . La disminución de la potencia del ventilador conforme aumenta la separación entre aletas, da a lugar que se logre una potencia eléctrica máxima W_{et} útil cuando dicha separación es de 3.5 mm/aleta. La razón por la cual la potencia básica y neta disminuye conforme aumenta la separación entre las aletas se analiza con apoyo de la Figura 3.51, donde se muestra el coeficiente de transferencia de calor por convección en la parte externa del enfriador HCo y el área de las aletas A_{fin} . Se observa al aumentar la separación entre las aletas, disminuye el área de las aletas y también disminuye dicho coeficiente, principalmente a causa de la reducción de la velocidad del fluido de enfriamiento. Consecuentemente, la reducción de este coeficiente de transferencia de calor provoca una disminución en la cantidad de calor removido, lo que causa que la temperatura de compresión aumente.

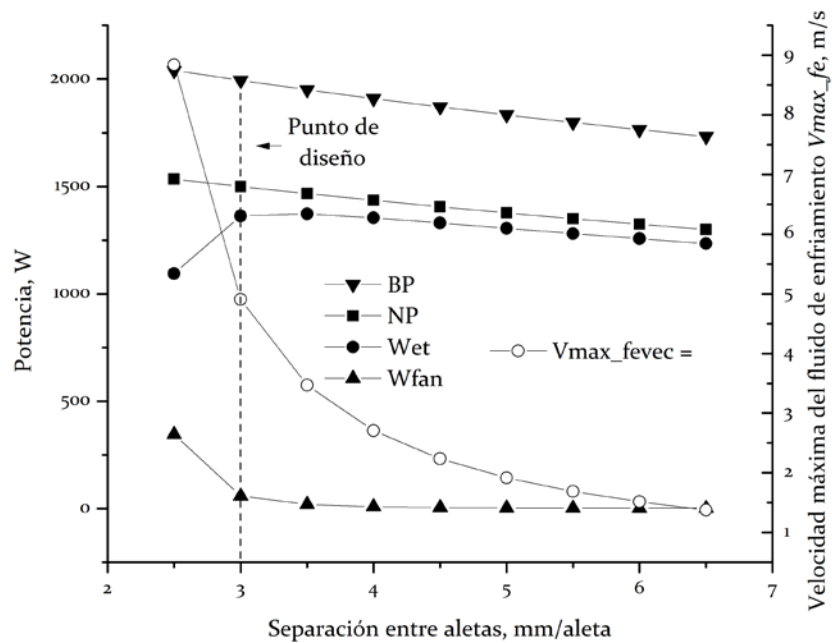


Figura 3.50. Influencia de la separación entre aletas sobre la potencia eléctrica útil.

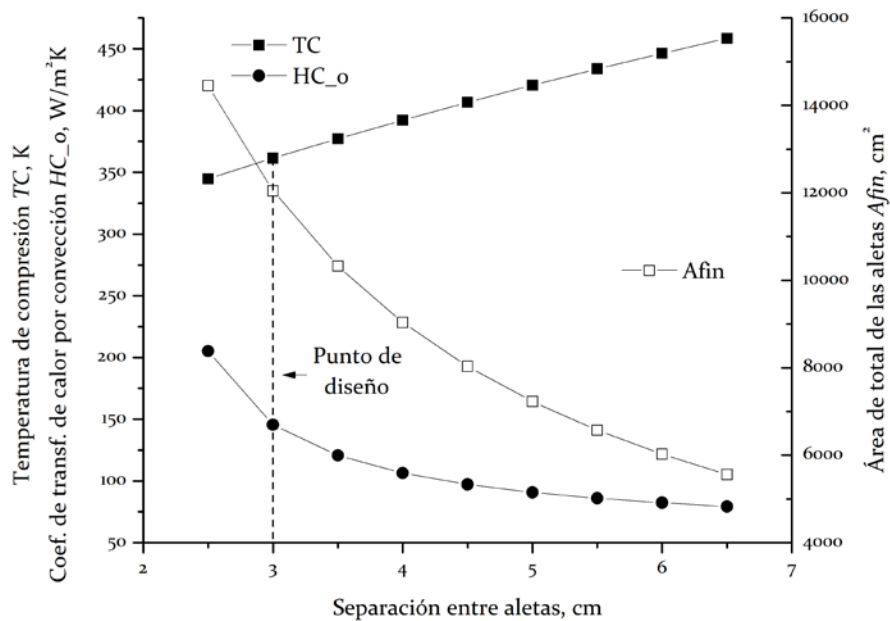


Figura 3.51. Influencia de la separación entre aletas sobre la temperatura de compresión.

A continuación se analiza la influencia de la **separación transversal de los tubos** Pt , para esto, es necesario considerar la relación de “aspecto geométrico” ($Pt/D_{o,c}$) del arreglo del banco de tubos bajo los cuales se generaron las correlaciones para los factores j y f . Esta relación entre la separación transversal y el diámetro externo de los tubos se considera importante debido a que el diámetro externo de los tubos para el enfriador resulta estar fuera de los rangos de la correlación utilizada. En la ausencia de una correlación con un rango más adecuado, se utiliza una relación de aspecto ($Pt/D_{o,c}$) lo más semejante posible a los bancos de tubos experimentales utilizados. El rango de la relación de aspecto encontrado (Wang 1997) fue de 2.14 a 2.47, y teniendo una propuesta del diámetro externo, se explora el rango correspondiente a la separación transversal que satisfaga esta relación de aspecto. En la Figura 3.52 se observa que al aumentar la separación transversal entre los tubos, la velocidad máxima del aire de enfriamiento disminuye, provocando una disminución de la potencia del ventilador y un comportamiento similar al analizado en la Figura 3.50.

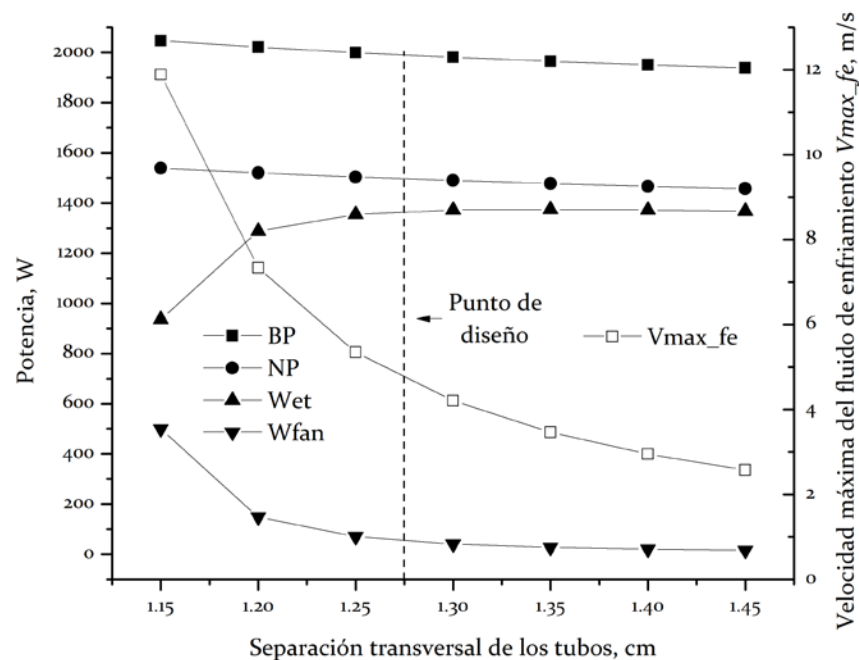


Figura 3.52. Influencia de la separación transversal de los tubos sobre la potencia eléctrica útil.

Bajo estas condiciones, la mayor potencia eléctrica útil se produce cuando la separación entre los tubos es igual a 1.35 cm.

A continuación en la Figura 3.53 se analiza la influencia del espesor de la aleta t_f sobre la potencia eléctrica útil. Se observa que el aumento de dicho espesor provoca un aumento en la velocidad del aire de enfriamiento y consecuentemente en la potencia requerida por el ventilador, por lo que la potencia eléctrica útil máxima se produce con un espesor de aleta igual a 0.11 mm. Aun cuando los resultados indican que menores espesores permitirían lograr un mayor rendimiento, su análisis se descarta debido a que una aleta más delgada sería impráctica para fines de limpieza y mantenimiento. De manera semejante a los dos casos anteriores, el aumento de la velocidad del aire de enfriamiento provoca un aumento del coeficiente de transferencia de calor por convección en la parte externa, lo que aumenta levemente el flujo de calor removido y disminuye la temperatura de compresión. Debido a que este efecto ocurre con poca magnitud, el aumento de la potencia básica y neta es igualmente leve.

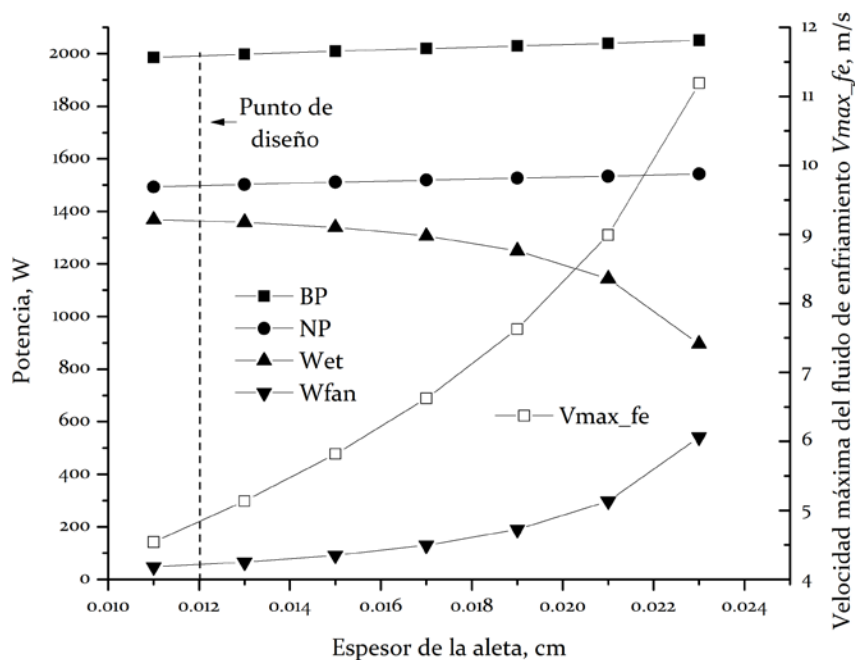


Figura 3.53. Influencia del espesor de las aletas sobre la potencia eléctrica máxima.

Estos resultados muestran que la potencia requerida por el ventilador limita la potencia eléctrica útil máxima, aun cuando la potencia que el motor puede proporcionar es mayor. Por lo tanto, la transferencia de calor por convección en la parte externa del enfriador es la etapa limitante para el logro de mayores eficiencias globales del sistema.

Enfriador de tubo y coraza

Debido a la dificultad de localizar un intercambiador de calor de tubo y aleta ondulada con las dimensiones y espesores requeridos para operar al nivel de presión del motor, se optó por diseñar y construir el prototipo del motor con enfriamiento indirecto por agua. Esta versión utiliza un enfriador de tubo y coraza, donde el gas de trabajo fluye por el interior de los tubos y por el lado de la coraza el agua de enfriamiento. Las variables de diseño de la parte externa del enfriador además de las anteriormente analizadas son: el número de baffles N_b y el diámetro de la coraza D_{shell} .

El ángulo del arreglo del banco de tubos ang_t altera el régimen de flujo y modifica el factor de corrección utilizado para el cálculo de la caída de presión. Para simplificar el cálculo de la caída de presión, dicho ángulo ha sido establecido en 30° , debido que se logran los mayores coeficientes de transferencia de calor por el lado de la coraza en comparación con los otros arreglos estándar (45° , 60° y 90°) y también permite un arreglo más compacto (15% más tubos) (Kuppan 2000).

Ya que el aumentar el número de tubos del enfriador resulta benéfico para el motor (ver Figura 3.45) y dadas las restricciones de acomodar la mayor cantidad de tubos del enfriador en una coraza cuyo diámetro interno debe ser similar al diámetro del regenerador, se evalúa reducir el diámetro interno de los tubos del enfriador, con la finalidad de introducir una mayor cantidad de tubos.

En la Figura 3.54 se analiza una propuesta con un mayor número de tubos y se observa que conforme aumenta el diámetro de los tubos la velocidad del agua en el lado de la coraza disminuye y la potencia eléctrica útil alcanza un punto máximo cuando dicho diámetro es igual a 0.23 cm.

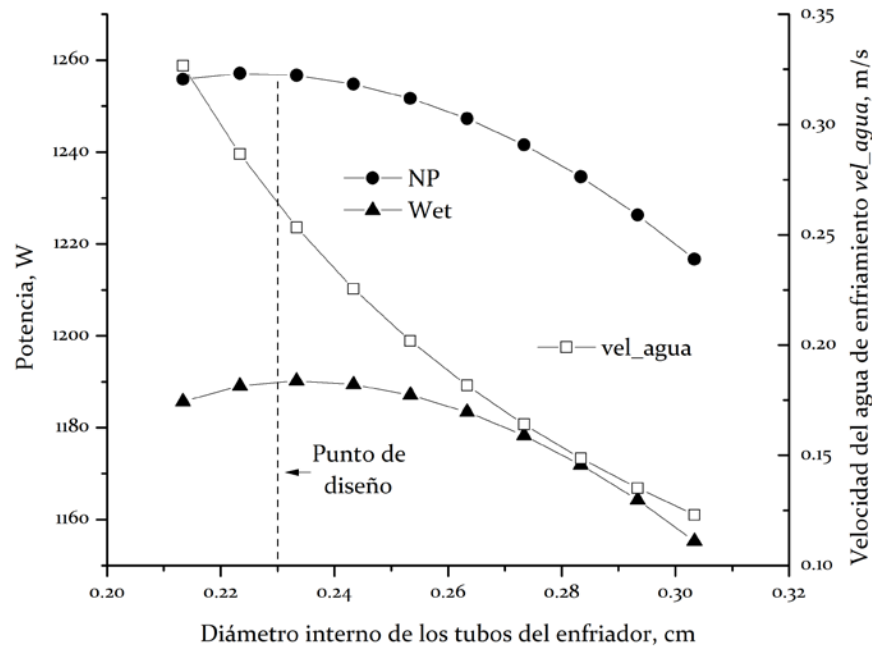


Figura 3.54. Influencia del diámetro del tubo del enfriador sobre la potencia.

En la Figura 3.55 se observa que conforme aumenta el diámetro de los tubos del enfriador, aumenta también el área de transferencia de calor $AHTC_w$, lo que provoca un aumento de la diferencia de temperatura del agua DT_{fe} , demandando un menor flujo másico y provocando una disminución de la velocidad del agua de enfriamiento.

Las propuestas de la coraza se elaboran considerando los diferentes diámetros de tubo comercialmente disponibles cuya magnitud permita acoplarse al regenerador mediante una brida. La propuesta se selecciona considerando el máximo diámetro interior posible y la única restricción es el acoplamiento con el regenerador cuyo diámetro externo es de 8.6 cm.

En la Tabla 3.6 se observa la cantidad de tubos que puede contener la coraza según el diámetro interno del tubo, y se tiene que el tubo nominal de 4 pulgadas permite acomodar 82 tubos y la diferencia con el diámetro externo del regenerador es menor a 1 cm, por lo que se selecciona esta configuración.

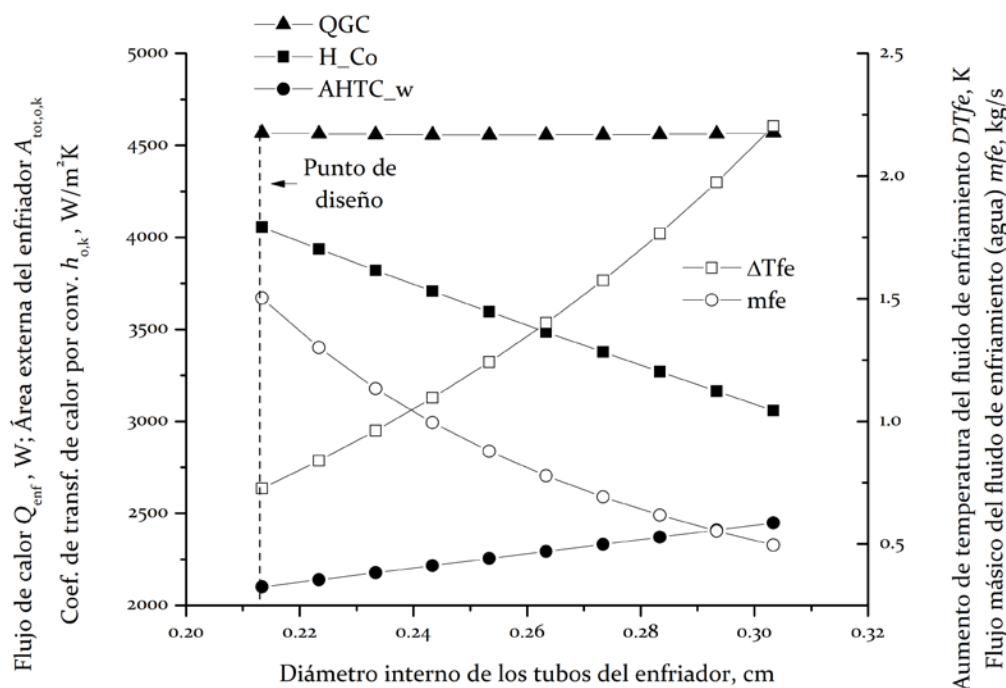


Figura 3.55. Influencia del diámetro de los tubos del enfriador sobre el comportamiento térmico.

Tabla 3.6. Número de tubos del enfriador en función del diámetro de la coraza.

Diámetro nominal*, pulg	Diámetro interior		NTC
	pulgadas	cm	
5	5.295	13.449	124
4	4.26	10.820	82
3.5	3.76	9.550	57
3	3.26	8.280	48
2.5	2.635	6.693	28

*cedula 10

Para definir el **número de baffles** N_b , se muestra en la Figura 3.56 su influencia sobre la velocidad y aumento de temperatura DT_{fe} del agua de enfriamiento. Se observa que al aumentar el número de baffles, el agua experimenta un mayor cambio de temperatura y demanda una menor cantidad de flujo másico m_{fe} , por lo que disminuye la velocidad del agua y el coeficiente externo de transferencia de calor por convección $h_{c,o}$. Al disminuir la velocidad del agua, se reduce la potencia requerida por la bomba (ver Figura 3.57) y se logra una potencia eléctrica útil máxima cuando el número de baffles es igual a 3.

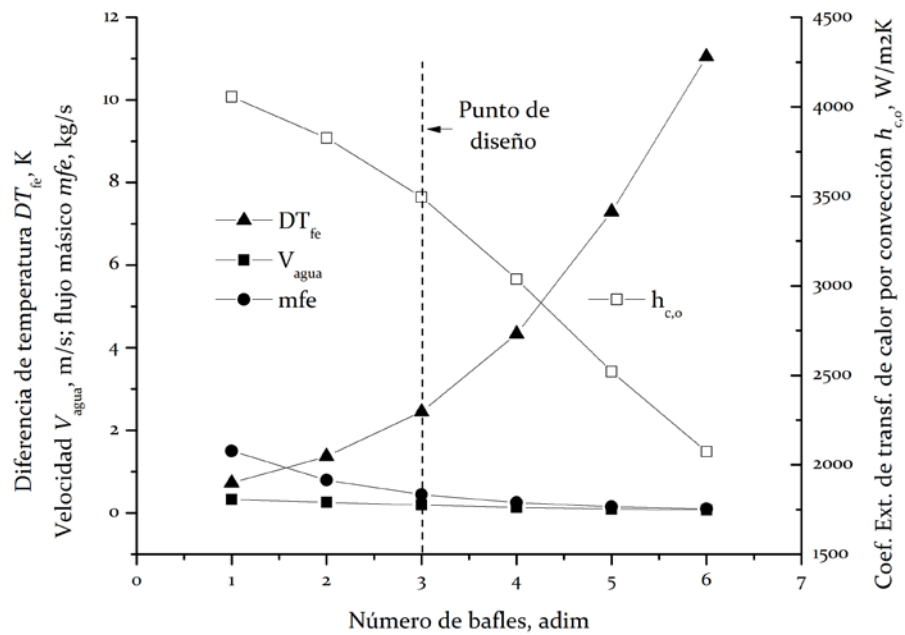


Figura 3.56. Influencia del número de baffles sobre la velocidad del agua.

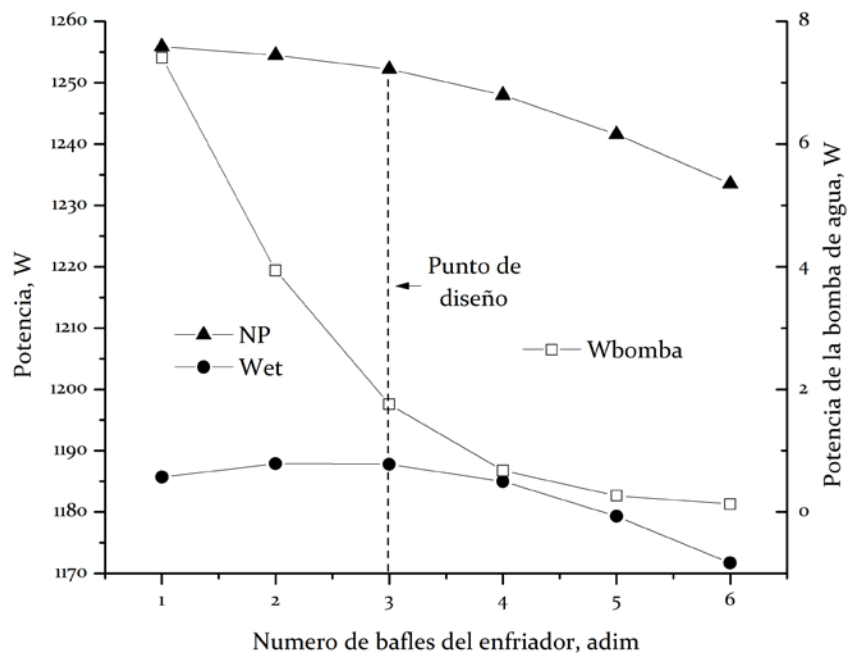


Figura 3.57. Influencia del número de baffles sobre la potencia de la bomba de agua.

Debido a que el motor Stirling diseñado para ser enfriado por agua tiene mayor facilidad para remover el calor residual fuera del motor, requiere una longitud únicamente de 15 cm en comparación con los 21 cm requeridos por el motor enfriado por aire (ver Tabla 3.7). En este sentido, es posible incluso incrementar la capacidad del motor aumentando la cantidad de calor suministrado y la longitud del enfriador. En la Figura 3.58 se observan las respectivas capacidades del mismo motor variando únicamente la longitud de los tubos del enfriador. Se aprecia que la potencia eléctrica útil producida puede aumentar hasta el punto en que la potencia requerida por la bomba de agua (W_{motor}) predomina sobre la potencia eléctrica útil máxima (W_{et}). Al aumentar la capacidad del motor, el flujo de agua requerido por el enfriador aumenta levemente, hasta llegar al punto en que el incremento del flujo de agua no es suficiente para remover el calor, debido a que la mayor resistencia térmica se encuentra por dentro de los tubos del enfriador. Esto provoca que la remoción de calor se vea satisfecha mediante un aumento del flujo de agua de enfriamiento y consecuentemente de la potencia de la bomba.

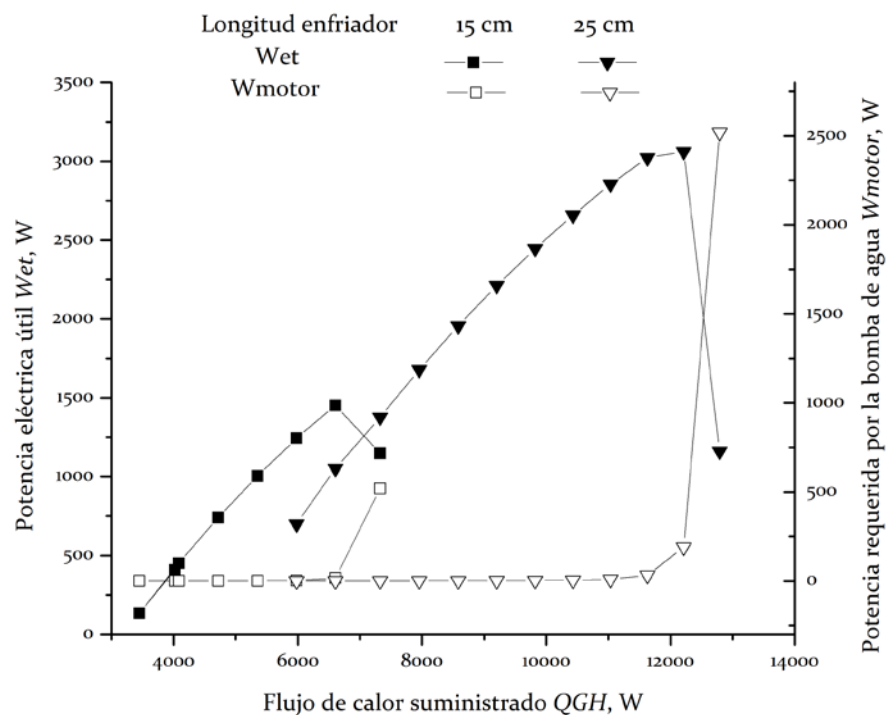


Figura 3.58. Influencia del calor suministrado y longitud de los tubos del enfriador sobre la potencia eléctrica útil máxima W_{et} .

Dimensiones y parámetros del motor

En la Tabla 3.7 se muestran las dimensiones y parámetros del motor del caso de estudio.

Tabla 3.7. Dimensiones, parámetros y variables de salida del simulador.

	Variables de diseño	valor	Parámetro de simulación	valor	Variables de salida	valor
Concentrador y receptor	D _{dico}	3.2 m	ia	40°	f	1.28
	ψ	63.86°	ref	0.85	ω	7 cm
	Dap	7 cm	n	4	φ	1
	sep	4 cm	α _{cav}	0.87	Drec	24.4 cm
	tins	7 cm	e_slope*	1.5 mrad	σ _{tot}	5.4 mrad
			e_sensor*	2 mrad	η _{rec}	94.56
			e_drive*	2 mrad	Q _{rec}	5914.9 W
			e_align*	2 mrad	Q _{rad_ref}	39.03 W
			e_reflec*	0.25 mrad	Q _{rad,emit}	45.63 W
			e_sun*	2.8 mrad	Q _{conv,tot}	82.86 W
Motor Stirling					Q _{cond}	18.73 W
	LD	5.6 cm	DCYH	6.7 cm	V _{sw}	309.1 cm ³
	WT	1.78 mm	SP	6.2 cm	VHD	58.5 cm ³
	DIH	3.048 mm	APLH	90°	VRD	142.5 cm ³
	NTH	30			WP	96.06 W
	LHHT	19.0 cm			NS	350
	VHDX	12.38 cm ³			D _{o,h} *	5.53 mm
	DR	6.5			DCYH _o *	8.87 cm
	NR	1			VCD	75.7 cm ³
	LR	5			VTD	276.6 cm ³
	MSH	30			FF	0.1411
	THW	0.059 mm			D _{o,c} *	5.43 mm
	DIC	2.13 mm			DR _o *	8.65 cm
	NTC	85				
	LCHT	21				
	VCDX	10 cm ³				
Exterior del enfriador	Nr	6	η _{fan}	0.7	L2	5.86 cm
	FP	3	η _{motor}	0.2	L3	18 cm
	Pt	1.27	D _{fan}	15 cm		
	ang_t	33			AT_C	1.49 m
	tf	0.12 mm			Nfin	3.31 cm ⁻¹
	ΔTmin	5 K			Pl	0.97 cm
	D _{shell} **	10.82 cm			mfe	0.114 kg/s
	Nb**	3				

* valores típicos reportados por Stine, 1985

** Relativos al motor enfriado por agua

Referencias

- Bejan, A. and A. D. Kraus (2003). Heat Transfer Handbook, John Wiley & Sons.
- Blau, P. J. (1992). Friction, Lubrication, and Wear Technology.
- Chen, N. C. J., Griffin F. P. (1983). A Review of Stirling Engine Mathematical Models. Oak Ridge, Tennessee Oak Ridge National Laboratory.
- Diver R. B., A. C. E., Scott R. K., Goldberg V., Thomas G. (2001). The advanced dish development system project. Proceedings of Solar Forum 2001: Solar Energy: The Power to Choose, Washington, DC.
- Duffie, J. A. (1991). Solar engineering of thermal processes / John A. Duffie, William A. Beckman. New York ;, Wiley.
- Finkelstein, T. and A. J. Organ (2001). Air engines : the history, science, and reality of the perfect engine. New York; Bury St. Edmonds, Suffolk, UK, ASME Press ; Published in the U.K. by Professional Engineering Pub.
- Hau, E. (2006). Wind Turbine. Krailling, Springer.
- Incropera, F. P., DeWitt D. P. (2002). Fundamentals of Heat and Mass Transfer.
- Kim, N. H., J. H. Yun, et al. (1997). "Heat Transfer and Friction Correlations for Wavy Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers." Journal of Heat Transfer **119**(3): 560-567.
- Kuppan, T. (2000). Heat exchanger design handbook. New York, Marcel Dekker.
- Lingaiah, K. (2002). Machine Design Databook.
- Ma, R. Y. (1993). Wind Effects on Convective Heat Loss From a Cavity Receiver for a Parabolic Concentrating Solar Collector. S. N. Laboratories. Albuquerque, New Mexico.
- Martini, W. R. (1983). Stirling engine design manual. Second edition. Other Information: Portions are illegible in microfiche products. Original copy available until stock is exhausted: Medium: X; Size: Pages: 411.
- Prieto, J., J. Fano, et al. (1997). "Preliminary design of the kinematic Stirling engine using dynamic similarity and quasi-static simulation." Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science **211**(3): 229-238.

- Randy Bowman, F. R., and Marc Freedman (2003). Evaluation of Candidate Materials for a High-Temperature Stirling Convertor Heater Head. Cleveland, Ohio, National Aeronautics and Space Administration.
- Stine, W. B., C. G. McDonald (1989). Cavity receiver convective heat loss. International Solar Energy Society, Solar World Congress Kobe, Japan.
- Stine, W. B., Harrigan, Raymond W. (1985). Solar energy fundamentals and design: With computer applications. New York, Wiley.
- Thombare, D. G. and S. K. Verma (2008). "Technological development in the Stirling cycle engines." Renewable and Sustainable Energy Reviews **12**(1): 1-38.
- Tlili, I., Y. Timoumi, et al. (2008). "Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application." Renewable Energy **33**(8): 1911-1921.
- Urieli, I. (2002, 2002). "Stirling Cycle Machine Analysis." 2007, from <http://www.ent.ohiou.edu/~urieli/stirling/me422.html>.
- Wang, C. C., Fu, W. L. and Chang, C. T. (1997). "Heat Transfer and Friction Characteristics of Typical Wavy Fin-and-tube Heat Exchangers." Experimental Thermal and Fluid Science **14**(2): 174-186.

4

Construcción y resultados preliminares

“Quien ama la práctica sin la teoría es como un marinero que sube a un barco sin timón ni brújula y nunca sabrá a donde puede llegar.”

Leonardo Da Vinci - 1519

4.1 Construcción

Concentrador solar

Motor Stirling

Calentador

Regenerador

Enfriador

4.2 Evaluación óptica del concentrador solar

En esta sección se muestra parte del avance de la construcción del sistema de generación eléctrica de disco parabólico con motor Stirling. Tal como se explicó anteriormente la construcción del motor se realizó para ser enfriado por agua debido a complicaciones en la disponibilidad de un intercambiador de tubo y aleta con las dimensiones requeridas para su acoplamiento con el resto de los componentes del motor, no obstante se reitera que los cambios sobre el resto de los componentes del sistema es nulo o mínimo.

4.1 Construcción

Concentrador solar

El concentrador solar que se muestra en la Figura 4.1 es un disco parabólico de fibra de vidrio formado por tres secciones, tiene un diámetro de 3.2 m y una distancia focal de 1.28 m. La superficie del disco fue recubierta parcialmente por una superficie de vinyl

reflectivo marca HI-CAL modelo mirror. El ángulo de borde es de 64° , el cual resulta ser muy grande para la aplicación deseada ya que no permite formar una cavidad profunda. El concentrador tiene dos actuadores lineales (ver Figura 4.2) para realizar el movimiento en los dos ejes azimutal y de elevación.

En la Figura 4.3 se muestra la cavidad utilizada para alojar al calentador del motor Stirling, se observa que la relación entre el diámetro de apertura y la profundidad de la cavidad no es significativa, lo que reduce la capacidad de evitar la transferencia de calor por convección (forzada) en el calentador causada por las corrientes de aire (viento) que pueden entrar a la cavidad. El ánulo que se observa en dicha figura es el espacio correspondiente a contener el aislante térmico de alta temperatura (lana mineral).

Motor Stirling

En la Figura 4.4 y Figura 4.5 se muestra el mecanismo utilizado, el cual proviene de un motor de combustión interna modelo John Deere LX 188. El motor cuenta con dos cilindros en “V” (90°) cuyo diámetro y carrera son adecuados para su adaptación y operación en ciclo Stirling. Los empaques fueron reconstruidos en material de asbesto para el bloque y en bronce para la unión con el calentador y el regenerador.



Figura 4.1. Concentrador solar de fibra de vidrio de 3.2 m.



Figura 4.2. Montaje del concentrador solar y actuadores lineales para el sistema de seguimiento en dos ejes.



Figura . Cavity of the heater of the Stirling engine.



Figura 4.3. Internal view of the engine block used.



Figura 4.4. External view of the engine block without components.

En la Figura 4.6 se muestra la extensión del cilindro de expansión, cuya función es proporcionar el espacio interno requerido por el pistón/desplazador que disminuirá la transferencia de calor por conducción a través del pistón. Adicionalmente, esta pieza es necesaria para soportar el esfuerzo mecánico y térmico causado por las altas temperaturas proporcionadas al estar en contacto directo con el calentador. El espesor de esta pieza fue establecido considerando la temperatura y presión de operación, utilizando acero inoxidable 304.



Figura 4.5. Vista de la extensión del cilindro (contenedor del desplazador).

Calentador

En la Figura 4.7 se muestra el calentador del motor, el cual se encuentra acoplado en la parte superior con el regenerador y en la parte inferior con la extensión del cilindro de expansión. El calentador está construido totalmente en acero inoxidable tipo 316.



Figura 4.6. Vista frontal del calentador.

Regenerador

En la Figura 4.8 se observa el regenerador (contenedor de la matriz de mallas metálicas). Una vez puesto en operación y conociendo los perfiles de temperatura a través de este elemento, se reducirá su diámetro en la parte fría para reducir la conducción de calor.

En la Figura 4.9 se muestran las mallas metálicas circulares que formarán la matriz del regenerador, de entre sus características destaca la precisión requerida en el corte de la malla ya que se deben evitar las “fugas” de gas por las orillas de la malla.

Enfriador

En la Figura 4.10 se observa el enfriador de tubo y coraza así como la toma de entrada y salida del agua de enfriamiento. El enfriador se acopla en la parte izquierda con el regenerador y en la parte derecha con el distribuidor del enfriador, donde se colocará la instrumentación.

En la Figura 4.11 se muestra el sistema de carga de gas nitrógeno conectado al distribuidor del enfriador del motor. De entre las características del sistema de carga es que tiene una capacidad de trabajo a una presión de hasta 13.8 MPa (2000 psi) y se desacopla del motor mediante una válvula instalada en el distribuidor.



Figura 4.7. Vista del regenerador.



Figura 4.8. Vista de las mallas metálicas de la matriz del regenerador.



Figura 4.9. Vista del enfriador de tubo y coraza.

En la Figura 4.12 se muestra una vista completa del motor junto con el arrancador que será utilizado para poner en marcha el motor en operación de ciclo Stirling.



Figura 4.10. Montaje del sistema de carga de gas del motor.



Figura 4.11. Vista del motor con el sistema de arranque.

4.2 Evaluación óptica del concentrador solar

En esta sección se describen brevemente las pruebas realizadas para evaluar de manera pre-eliminar la precisión óptica del concentrador. En la Figura 4.13 se muestra el montaje realizado para llevar a cabo una caracterización pre-eliminar de la superficie mediante láser. El sistema consta de un blanco fijo montado sobre un riel deslizante, el cual permite variar la posición del blanco perpendicularmente al plano de apertura del concentrador.



Figura 4.12. Montaje para la evaluación óptica pre-eliminar del concentrador solar.

En la Figura 4.14 se muestra la distribución de los puntos del haz de láser sobre el blanco. Se observa que los resultados de la franja vertical, correspondientes a la sección media del concentrador (ver Figura 4.2) presentan una buena consistencia al ser concentrados en un área con un largo de aproximadamente 12 cm. No obstante los resultados de la franja horizontal muestran una dispersión con un ancho máximo de aproximadamente 30 cm y un alto de aproximadamente 12 cm. La dispersión del ancho se asume que se debe a que la franja horizontal se ve afectada por la falta de rigidez estructural de las secciones laterales del concentrador (ver Figura 4.2). De manera adicional los resultados indican un error sistemático entre los resultados de la franja vertical y la horizontal. Esto se debe a que el riel de deslizamiento del láser fue colocado sobre los bordes del concentrador solar, los cuales no forman un plano horizontal y cuyas variaciones provocan un ligero cambio de la inclinación del riel donde se desliza el láser, cuando se cambia para evaluar la franja vertical y horizontal.

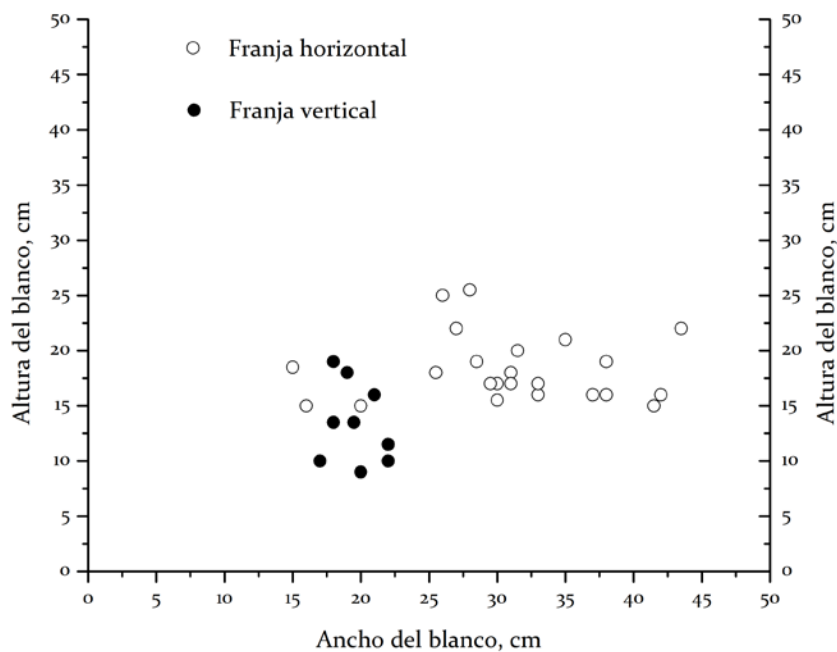


Figura 4.13. Distribución de los puntos del láser sobre el plano focal.

5

Factibilidad económica

*“Las máquinas voladoras más pesadas
que el aire son imposibles”*

William Thomson Kelvin - 1907

*“Dios nos vende todas las cosas al
precio del trabajo”*

Leonardo DaVinci - 1519

5.1 Indicadores financieros

5.2 Descripción del análisis

5.3 Costo del proyecto

5.4 Características del proyecto

5.5 Impacto ambiental

5.6 Referencias

En este capítulo se describe el análisis y los resultados del análisis económico realizado para determinar la rentabilidad que puede presentar el uso del sistema en cuestión a nivel domestico y bajo las condiciones climáticas de Mexicali, Baja California. Debido a la incertidumbre de algunos de los parámetros que influyen sobre la rentabilidad del sistema, se realiza un análisis de sensibilidad del costo nivelado de generación, con la finalidad de mostrar una perspectiva más completa de la rentabilidad económica.

5.1 Indicadores financieros

De entre los diversos métodos de evaluación financiera que se reportan comúnmente en la literatura, en el presente trabajo se considera: costo nivelado de generación *CNG*, valor presente neto *VPN*, tasa interna de rendimiento *TIR*, relación beneficio/costo *R B/C* y

periodo de recuperación de la inversión PR . En el estudio se analiza el efecto del tiempo sobre el valor del dinero.

El costo nivelado de generación CNG es uno de los métodos más comunes para evaluar y comparar proyectos de generación de energía eléctrica. Este valor expresa el costo promedio de una unidad de producción (kWh) durante la vida útil esperada del sistema. Para fines de cálculo todos los costos son llevados a su valor presente a una tasa de descuento dada, mediante la siguiente ecuación:

$$VPN_c = I + \sum_{t=1}^n (OM_t + RC_t)(1+r)^{-t} - SV(1+r)^{-n} \quad (1)$$

Donde:

I : Costo de inversión

N : Vida útil,

OM_t : Costo de operación y mantenimiento en el año t

RC_t : Costo por reposición en el año t

r : Tasa de descuento

SV : Valor de recuperación del proyecto al final del mismo

De manera semejante el ahorro producido por la energía eléctrica generada por el sistema se lleva a valor presente considerando la misma tasa de descuento.

Luego el costo nivelado de generación CNG se determina mediante la siguiente ecuación:

$$CNG = \frac{VPN_c}{VPN_{pe}} \quad (2)$$

Donde: VPN_c el valor presente neto de los costos asociados en la vida útil de la planta y VPN_{pe} el valor presente neto de la producción de energía eléctrica total.

El valor presente neto VPN consiste en la equivalencia actual de los flujos de efectivo durante la vida útil del proyecto a una determinada tasa de descuento. En este sentido el valor presente de los costos del proyecto se calcula mediante:

$$VPN_c = I_o + \sum_{t=1}^{Vu} \frac{I_t}{(1+r)^t} - \frac{VR_t}{(1+r)^t} \quad (3)$$

El valor presente de la generación de energía eléctrica:

$$VPN_{pe} = \sum_{t=1}^{Vu} \frac{EP_t}{(1+r)^t} \quad (4)$$

Donde cada término representa:

I_0 : Inversión inicial

I_t : Flujo de efectivo de gastos implicados en el periodo t

Vu : Periodo de vida útil

r : Tasa de descuento

VR_t : Valor de rescate en el año t

EP_t : Potencial de generación eléctrica en el periodo t

La tasa interna de rendimiento *TIR*: representa la tasa de interés más alta que la inversión de un proyecto podría pagar sin perder dinero, si todos los fondos para el financiamiento de inversión se tomaran prestados y el capital e interés acumulado se pagaran con las entradas en efectivo de la inversión a medida que éstas se fuesen produciendo. El proyecto será rentable si la *TIR* es mayor o por lo menos igual a la tasa de rendimiento mínima atractiva.

La relación beneficio/costo *R B/C* se emplea para expresar la diferencia neta entre los beneficios y costos de un proyecto de generación eléctrica, en función del valor presente neto.

$$R B/C = \frac{VPN_{pe}}{VPN_c} \quad (5)$$

El periodo de recuperación es el tiempo mínimo que toma recuperar el costo de la inversión. El período de recuperación para un sistema de energía se calcula como el costo total de inversión dividido por los ingresos de los primeros años, una vez descontada la tasa de descuento considerada para el estudio.

5.2 Descripción del análisis

El sistema de generación eléctrica con colector solar de disco parabólico y motor Stirling permite la conversión de energía solar operando aisladamente de manera individual. La localización del proyecto se ubica en la ciudad de Mexicali, Baja California, México.

En la Tabla 5.1 se muestran los principales parámetros y datos considerados para el análisis económico y estudio paramétrico. En dicha tabla se observa que el costo de adquisición del equipo es el concepto que más impacta sobre la economía del sistema. Considerando que el costo del sistema puede reducirse al llevar a cabo una producción masiva del mismo, y tomando como referencia datos reportados para motores Stirling (Tsoutsos, Gekas et al. 2003) se asume para este escenario una reducción del 65% del costo de adquisición.

Se proponen dos capacidades anuales de producción (manufactura) del sistema, la primera capacidad de 120 unidades al año es considerando métodos convencionales (manuales) y la segunda capacidad (1000) es asumiendo una producción en gran escala.

La información en base a la cual se obtuvieron los datos de irradiancia disponible para el diseño del concentrador/motor Stirling fue un año típico meteorológico elaborado mediante datos medidos durante seis años en la ciudad de Mexicali, Baja California.

El nivel de irradiancia de la localidad se estableció en base al archivo meteorológico (TMY) y el cálculo de la cantidad de energía eléctrica producida por el sistema se realizó considerando la eficiencia del sistema a diferentes niveles de irradiancia y la cantidad de horas al año que se tiene en promedio ese nivel de irradiación, según lo muestra en la Tabla 5.2. En dicha tabla se muestra la potencia mecánica NP y la potencia eléctrica producida kWe , así como el número de horas al año que se mantiene el nivel de irradiancia I_b correspondiente; finalmente la sumatoria del producto de la potencia eléctrica producida y el número de horas al año, es la energía eléctrica producida anualmente.

Debido a que el motor con enfriamiento por medio de agua tiene una mayor capacidad (si se incrementa energía térmica que se le suministra), se evalúa un sistema de mayor capacidad (3 kW) enfriado por agua. El análisis considera un incremento del costo del concentrador solar de manera proporcional a la capacidad.

Tabla 5.1. Parámetros y datos para el análisis económico.

Datos base		
Costo de adquisición del sistema (\$/kW)	\$105,705.00	\$36,416.06
Producción anual del sistema	120	1000
Irradiación anual (kWh/m ²)	1700.0	
Generación eléctrica anual (kWh)	1770	
Capacidad nominal (kW)	1	3
Vida útil (años)	25	
Tasa de descuento	0, 5, 8%	
Costo anual de los consumibles (\$)	\$40.00	
Costo de producción de la electricidad (\$/kWh)	3.22	

Tabla 5.2. Generación eléctrica anual del sistema

Irradiancia W/m ²	Potencia mecánica, W	Potencia eléctrica, kW	Horas anuales	Producción eléctrica anual, kWh
425	40.449	0.04	245	9.37
475	203.82	0.19	209	40.42
525	358.64	0.34	236	80.35
575	505.52	0.48	240	115.18
625	644.88	0.61	264	161.62
675	777.13	0.74	196	144.58
725	902.63	0.86	200	171.33
775	1021.8	0.97	218	211.32
825	1134.8	1.08	199	214.12
875	1242.1	1.18	303	356.42
925	1344	1.27	182	231.03
975	1440.5	1.35	25	33.80
Total			2517	1769.54

La vida útil de este tipo de sistemas se considera comúnmente por hasta 30 años. La tasa de descuento depende de las condiciones de financiamiento, en este estudio se analizan 0, 5 y 8% de acuerdo a las condiciones de crédito que se ofrecen para tecnologías renovables (Vaca 2006). Se asume que el costo total de adquisición del sistema será cubierto mediante un financiamiento.

El costo del mantenimiento anual del sistema es nulo ya que la limpieza del concentrador solar y del enfriador puede ser realizada por el usuario, por lo que el único costo al respecto es el reemplazo del gas de trabajo del motor, el cual tiene un costo de \$ 40.00.

El costo de la energía eléctrica del mercado se estableció en \$3.21 por kW-h a partir del costo de producción de energía eléctrica promedio anual según facturación de la comisión federal de electricidad para la tarifa 1F.

Los beneficios de los empleos generados, la cantidad de emisiones de CO₂ evitadas y los respectivos bonos de carbono entre otros beneficios, no fueron considerados en el análisis económico.

5.3 Costo del proyecto

El propósito del análisis es evaluar la variación de la rentabilidad económica del sistema al variar los parámetros base que implican mayor influencia. La evaluación económica se efectuó mediante una hoja de cálculo,

El proyecto se considera rentable cuando se presenten las siguientes condiciones:

- La TIR debe ser igual o mayor que el valor de la tasa de interés (en este caso 20.5%)
- El periodo de recuperación debe ser menor que el periodo de vida útil del sistema.
- La relación costo/beneficio es igual o mayor a uno (1) siempre y cuando la tasa de descuento sea menor al valor de la tasa mínima de rendimiento atractiva.

En la Tabla 5.3 se muestra la Tasa interna de retorno *TIR* del sistema en las diferentes capacidades, la cual fue calculada con los beneficios obtenidos durante los primeros 5 años de vida del sistema. Se observa que dentro del plazo evaluado, solo se obtienen tasas internas de retorno positivas cuando se asume una producción masiva del sistema con una capacidad de 3 kW.

Tabla 5.3. Tasa interna de retorno del sistema

Tasa interna de retorno <i>TIR</i>		
para alto volumen de producción		
Tasa de descuento	Capacidad	
	1 kW	3 kW*
0	-	22.9
5	-	14.6
8	-	9.4
* Enfriado por agua		

En la Tabla 5.4 y Tabla 5.5 se muestra el costo nivelado de producción del sistema considerando las diferentes capacidades nominales del sistema, tasas de descuento y tipos de producción (manufactura) del mismo. El costo nivelado de producción fue calculado considerando los ingresos (ahorros) obtenidos únicamente durante los primeros 5 años de vida del sistema.

En la Tabla 5.6 se muestra la relación beneficio/costo del sistema considerando un plazo de 5 años. En donde se observa que se obtiene una relación b/c atractiva (> 1) únicamente para un sistema con una capacidad de 3 kW si este se produce masivamente.

De acuerdo a los resultados obtenidos, un motor enfriado por aire producido en bajo volumen podría ser económicamente rentable si la capacidad es mayor a 3.5 kW aproximadamente, por lo que podría ser rentable si se produjese en altos volúmenes con un costo de \$52,850.00. Mientras que un motor enfriado por agua, producido en gran volumen resultara económicamente viable si la capacidad es mayor a 1.2 kW. En la Tabla 5.7 se presenta el tiempo de recuperación de la inversión.

Tabla 5.4. Costo nivelado de producción para bajo nivel de producción.

Costo nivelado de producción \$/kW-h para bajo volumen de producción		
Tasa de descuento	Capacidad	
	1 kW	3 kW*
0	2.1	0.7
5	2.05	0.68
8	2.02	0.67
30% financiamiento a fondo perdido		
0	1.5	0.5
5	1.45	0.48
8	1.42	0.47
50% financiamiento a fondo perdido		
0	1.1	0.37
5	1.05	0.35
8	1.02	0.34
* Enfriado por agua		

Tabla 5.5. Costo nivelado de producción para nivel de producción masivo.

Costo nivelado de producción \$/kW-h para alto volumen de producción		
Tasa de descuento	Capacidad	
	1 kW	3 kW*
0	0.77	0.26
5	0.72	0.24
8	0.69	0.23
30% financiamiento a fondo perdido		
0	0.57	0.19
5	0.52	0.17
8	0.49	0.16
50% financiamiento a fondo perdido		
0	0.44	0.15
5	0.39	0.13
8	0.36	0.12
* Enfriado por agua		

Tabla 5.6. Relación de Beneficio/Costo del sistema.

Relación Beneficio/Costo		
Volumen de producción	Capacidad	
	1 kW	3 kW
Bajo	0.28	0.85
Masivo	0.84	2.52

Tabla 5.7. Tiempo de recuperación de la inversión.

Tiempo de recuperación (meses)		
Alto volumen de producción		
Tasa de descuento	Capacidad	
	1 kW	3 kW*
0	-	25
5	-	26
8	-	27
* Enfriado por agua		

5.4 Características del proyecto

Con la finalidad de obtener los elementos de juicio para evaluar estrategias tanto administrativas como comerciales, se elabora una matriz FODA (Fortalezas, Oportunidades, Debilidades y Amenazas), en relación con los factores que influyen en el éxito de la comercialización del proyecto.

Las áreas de oportunidad se refiere a los recursos sobre los cuales se tiene algún control; mientras que en las oportunidades y amenazas, se determinan las oportunidades que ofrece el entorno y las amenazas que se deben enfrentar, como a continuación se muestra:

Fortalezas

- Concepto innovador del sistema (patente en trámite)
- Amplio conocimiento teórico y técnico del sistema
- El equipo satisface cualquier normatividad ambiental
- No genera emisiones ni contaminantes
- Se pueden construir para una larga vida útil
- El motor requiere de bajo mantenimiento
- Se puede diseñar para ser silencioso
- Alta eficiencia de conversión (menor uso de suelo)
- Capacidad escalable (modular)

Debilidades

- Alto costo de adquisición
- El aumento de eficiencia demanda materiales especiales (mayor costo)
- El polvo en el aire aumenta el costo de mantenimiento (limpieza)
- Escasez de técnicos para mantenimiento o reparación mayor
- Escasez de refacciones
- Requiere importación de algunos materiales (superficie reflectiva)

Oportunidades

- Aumento del precio de los combustibles fósiles

- Alta disponibilidad del recurso solar (fuente de energía sin costo)
- La tecnología promueve el cuidado al medio ambiente
- No existen proveedores regionales de sistemas para baja capacidad
- Promoción gubernamental para instalación de tecnologías verdes
- El negocio como promotor de una cultura ecológica y responsable

Amenazas

- Competencia con tecnologías convencionales de bajo costo de adquisición
- Dificultad de financiamiento (incertidumbre)
- Rechazo de tecnología no conocida
- Aumento del costo de los materiales de construcción (acero)
- Daños por vandalismo (principalmente al concentrador solar)

5.5 Impacto ambiental

Un aspecto importante en la implementación exitosa de este tipo de sistemas en la sociedad, es su impacto sobre el medio ambiente.

En la Tabla 5.8 se muestra el grado de influencia sobre algunos aspectos ambientales.

Tabla 5.8. Grado de impacto del sistema sobre el medio ambiente.

Impacto sobre	Positivo	Nulo	Negativo moderado	Negativo significativo
Suelo		x		
Corrientes o cuerpos de agua		x		
Aire		x		
Paisaje				x
Vegetación o fauna			x	
Ruido			x	

5.6 Referencias

- Adkins, D. R., C. E. Andraka, et al. (1996). Mass transport, corrosion, plugging, and their reduction in solar dish/Stirling heat pipe receivers. Conference: 31. intersociety energy conversion engineering conference, Washington, DC.
- Almanza S. R., M. G. F. (1994). Ingeniería de la energía solar. México.
- Altman, A. (2001). SNAP – A Stirling Numerical Analysis Program with User Viewable and Modifiable Code. Proceedings of IECEC. Savannah, Georgia.

- Andraka, C. E., K. S. Rawlinson, et al. (1996). Solar heat pipe testing of the Stirling thermal motors 4-120 Stirling engine. Conference: 31. intersociety energy conversion engineering conference, Washington, DC.
- Andreas Häberle, C. Z., Hansjörg Lerchenmüller Max Mertins Christof Wittwer Franz Trieb Jürgen Dersch (2002). The Solarmundo line focussing Fresnel collector. Optical and thermal performance and cost calculations. International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies: 11.
- Aringhoff R., B. G., Geyer M., Teske S (2005). Concentrated solar power now!, Greenpeace
- Baumüller, A., Schiel, W. (1997). Single acting 10 kWel Stirling engine Application and results. Proceedings of the 8. International Stirling Engine Conference, University of Ancona, Italy.
- Bejan, A. and A. D. Kraus (2003). Heat Transfer Handbook, John Wiley & Sons.
- Bergermann, S. (1992). The Solar Chimney, Structural Consulting Engineers.
- Blau, P. J. (1992). Friction, Lubrication, and Wear Technology.
- Borne, T. (2010). "Projet Stirling." Retrieved Nov 4, from www.projetstirling.fr.
- Breeze, P. (2005). Power Generation Technologies. Oxford, Elsevier.
- Burroughs, C. (2008). Record-setting solar power. D. o. E. N. N. S. Administration. Albuquerque, N.M.
- Chen, N. C. J., Griffin F. P. (1983). A Review of Stirling Engine Mathematical Models. Oak Ridge, Tennessee Oak Ridge National Laboratory.
- Clarke, E. (2010). Stirling dish technology: Not all hot air. CSP Today. London.
- Company, A. S. (2002). Stirling Engine Reference - Guide and Catalog. A. S. Company.
- Cullen, B. and J. McGovern (2010). "Energy system feasibility study of an Otto cycle/Stirling cycle hybrid automotive engine." Energy 35(2): 1017-1023.
- Diver R. B., A. C. E., Scott R. K., Goldberg V., Thomas G. (2001). The advanced dish development system project. Proceedings of Solar Forum 2001: Solar Energy: The Power to Choose, Washington, DC.
- Duffie, J. A. (1991). Solar engineering of thermal processes / John A. Duffie, William A. Beckman. New York ;, Wiley.
- Ercan Ataer, Ö. and H. Karabulut (2005). "Thermodynamic analysis of the V-type Stirling-cycle refrigerator." International Journal of Refrigeration 28(2): 183-189.
- Ernst W. D. , R. K. S. (1997). Automotive Stirling Engine Development Project. D. o. energy. Latham, New York.
- Ewert, M. K., Agrella, M., DeMonbrun, D., Frahm, J., Bergeron, D.J, and D. Berchowitz (1998). Experimental evaluation of a solar PV refrigerator with thermoelectric, Stirling, and vapour compression heat pumps. Proceedings of ASES Solar 98 Conference. Albuquerque, USA.
- Finkelstein, T. and A. J. Organ (2001). Air engines : the history, science, and reality of the perfect engine. New York; Bury St. Edmonds, Suffolk, UK, ASME Press ; Published in the U.K. by Professional Engineering Pub.
- Harris, J. A. and T. G. Lenz (1985). "Thermal performance of solar concentrator/cavity receiver systems." Solar Energy 34(2): 135-142.
- Hau, E. (2006). Wind Turbine. Krailling, Springer.

- Hofbauer, T. (2010). Sunmachine. http://www.sunmachine.fr/prod_pellets.htm.
- Hogan Jr, R. E. (1994). "AEETES--A solar reflux receiver thermal performance numerical model." Solar Energy **52**(2): 167-178.
- Incropera, F. P., DeWitt D. P. (2002). Fundamentals of Heat and Mass Transfer.
- Infinia. (2010). "Infinia PowerDish." from <http://www.infiniacorp.com/powerdish.html>.
- Janes, I. (2007) "First Improved Oyashio-class boat takes to the water." IHS Janes.
- Kalogirou, S. A. (2004). "Solar thermal collectors and applications." Progress in Energy and Combustion Science **30**(3): 231-295.
- Kalogirou, S. A. (2009). Solar Energy Engineering - Process and Systems, Academic Press - Elsevier.
- Kaushika, N. D. and K. S. Reddy (2000). "Performance of a low cost solar paraboloidal dish steam generating system." Energy Conversion and Management **41**(7): 713-726.
- Kearney D. W., P. H. W. (1992). Solar thermal plants-LUZ concept (current status of the SEGS plants). Proceedings of the Second Renewable Energy Congress, Reading, UK.
- Keck T., S. W. (2003). EnviroDish and EuroDish System and Status. ISES Solar World Congress 2003, Göteborg, Sweden.
- Keistoer, I. M. (2010). "Stirling Cryogenics." from <http://www.stirlingcryogenics.com/products/power-coolers/all/spc-4t/>.
- Kim, D. S. and C. A. Infante Ferreira (2008). "Solar refrigeration options - a state-of-the-art review." International Journal of Refrigeration **31**(1): 3-15.
- Kim, N. H., J. H. Yun, et al. (1997). "Heat Transfer and Friction Correlations for Wavy Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers." Journal of Heat Transfer **119**(3): 560-567.
- Koichi Hirata, S. I. (1999). Study on Design and Performance Prediction Methods for Miniaturized Stirling Engine. Small engine technology conference & exposition. Madison, WI, USA, SAE International.
- Kongtragool, B. and S. Wongwises (2003). "A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines." Renewable and Sustainable Energy Reviews **7**(2): 131-154.
- Kongtragool, B. and S. Wongwises (2006). "Thermodynamic analysis of a Stirling engine including dead volumes of hot space, cold space and regenerator." Renewable Energy **31**(3): 345-359.
- Kongtragool, B. and S. Wongwises (2007). "Performance of a twin power piston low temperature differential Stirling engine powered by a solar simulator." Solar Energy **81**(7): 884-895.
- Kreith, F. and D. Y. Goswami (2007). Handbook of energy efficiency and renewable energy. Boca Raton, CRC Press.
- Kreith F., K. J. F. (1978). Principles of solar engineering, McGraw Hill.
- Kribus, A. (2002). "Thermal Integral Micro-Generation Systems for Solar and Conventional Use." Journal of Solar Energy Engineering **124**(2): 189-197.
- Kuppan, T. (2000). Heat exchanger design handbook. New York, Marcel Dekker.
- Lanni G., T. a. J. G. S. (2003). NASA GRC Stirling Technology Development Overview. N. A. a. S. A.-G. R. Center. Albuquerque, New Mexico, NASA.

- Lingaiah, K. (2002). Machine Design Databook.
- Louay, C. a. P. J. M. M. (2007). Micro-CHP Power Generation for residential and small commercial buildings. Electric Power Research Trends. M. C. Schmidt. New York, Nova Science Publishers.
- Lundholm, G. (2003). The Experimental V4X Stirling Engine - A Pioneering Development. Proceedings of the 11th International Stirling Engine Conference, Rome, Italy
- Ma, R. Y. (1993). Wind Effects on Convective Heat Loss From a Cavity Receiver for a Parabolic Concentrating Solar Collector. S. N. Laboratories. Albuquerque, New Mexico.
- Mancini, T. R. (1997). Solar-Electric Dish Stirling System Development. Conference: 1998 European stirling forum. Osnabruck (Germany), Sandia National Labs.
- Manrique, A. J. (1984). Energía solar-fundamentos y aplicaciones fototérmicas. México, Harla.
- Marion W., U. K. (1994). User's manual for TMY2s – Typical meteorological years. N. R. E. Laboratory. Colorado, Estados Unidos
- Martini, W. R. (1978). Stirling engine design manual, NASA.
- Martini, W. R. (1983). Stirling engine design manual. Second edition. Other Information: Portions are illegible in microfiche products. Original copy available until stock is exhausted; Medium: X; Size: Pages: 411.
- Masters, G. M. (2004). Renewable and efficient electric power systems. Hoboken, NJ, John Wiley & Sons.
- McKenna, J. J. (2003). Game Changer-Stirling Engines at Landfills. Landfill Methane Outreach Program 6th Annual Conference and Project Expo. Washington, D.C.
- Meijer, R. F. (1992). Stirling engine. Enciclopedia of science and technology. New York, McGraw-Hill.
- Mills, D. (2004). "Advances in solar thermal electricity technology." Solar Energy **76**(1-3): 19-31.
- Monson, D. S. (1961). Second quarterly Tech. Progress Rep. Continuation of 3 kW Stirling solar power system program. Indianapolis, Indiana, Allison Div. of General Motors Corp.
- Muhlia, A. V. (2004). notas: curso de Solarimetría. Congreso mundial de energía renovable, Guanajuato, Guanajuato, México
- Nepveu, F., A. Ferriere, et al. (2009). "Thermal model of a dish/Stirling systems." Solar Energy **83**(1): 81-89.
- Nunney, M. J. (2006). Light and Heavy Vehicle Technology. Jordan Hill, Oxford, Butterworth-Heinemann.
- Organ, A. J. (1997). The Regenerator and the Stirling Engine. London, Mechanical Engineer Publications.
- Park, S. J., Y. J. Hong, et al. (2002). An Experimental Study of the Phase Shift between Piston and Displacer in a Stirling Cryocooler. Cryocoolers **12**. R. G. Ross, Springer US: 95-101.
- Parlak, N., A. Wagner, et al. (2009). "Thermodynamic analysis of a gamma type Stirling engine in non-ideal adiabatic conditions." Renewable Energy **34**(1): 266-273.

- Pehnt, M., Cames, M., Fischer, C., Praetorius, B., Schneider, L., Schumacher, K., Voß, J.-P. (2006). Micro Cogeneration - Towards Decentralized Energy Systems. New York, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2006.
- Pitz-Paal, R. (2007). High Temperature Solar Concentrator. Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS). S. M. R. Julian Blanco Galvez. Oxford, UK.
- Prieto, J., J. Fano, et al. (1997). "Preliminary design of the kinematic Stirling engine using dynamic similarity and quasi-static simulation." Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science **211**(3): 229-238.
- Pulkrabek, W. W. (2004). Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, Prentice Hall.
- Randy Bowman, F. R., and Marc Freedman (2003). Evaluation of Candidate Materials for a High-Temperature Stirling Convertor Heater Head. Cleveland, Ohio, National Aeronautics and Space Administration.
- Rinia H., F. K. d. (1946). Air Engines. **62**: 129-136.
- Rogdakis, E. D., N. A. Bormpilas, et al. (2004). "A thermodynamic study for the optimization of stable operation of free piston Stirling engines." Energy Conversion and Management **45**(4): 575-593.
- Romero, M., R. Buck, et al. (2002). "An Update on Solar Central Receiver Systems, Projects, and Technologies." Journal of Solar Energy Engineering **124**(2): 98-108.
- Romero, M. A. (2001). Energía Solar Termoelectrica. Almeria, España, PSA-CIEMAT.
- Rosenfeld, J., H.; Ernst, Donald, M.; Lindemuth, James, E.; Sanzi, James, L.; Geng, Steven, M.; Zuo, Jon (2004). An Overview of Long Duration Sodium Heat Pipe Tests, National Aeronautics and Space Administration John H. Glenn Research Center at Lewis Field Cleveland.
- Ross, B. A. (1989). Stirling machines and atmospheric emissions. Energy Conversion Engineering Conference, 1989. IECEC-89., Proceedings of the 24th Intersociety Washington, DC , USA
- Schmidt, G. (1871). "Theory of Lehmann's heat machine." Journal of the German Engineers Union **15**(1).
- Schramek, P. and D. R. Mills (2001). "Heliostats for maximum ground coverage." Energy **29**(5-6): 701-713.
- Senft, J. R. (1991). An ultra low temperature differential Stirling engine. Proceeding of the 5th International Stirling Engine Conference. Dubrovnik, May.
- Senft, J. R. (1993). Ringbom Stirling engines. New York, Oxford University Press.
- Senft, J. R. (2002). "Optimum Stirling engine geometry." International Journal of Energy Research **26**(12): 1087-1101.
- Silva, M. (2004). Sistemas Termosolares de Concentración, Escuela Superior de Ingenieros Industriales, Universidad de Sevilla.
- Smertyak, Y. L. (1985). "Proneness of oils to spontaneous ignition in high-pressure air compressors." Chemical and Petroleum Engineering **21**(11): 553-556.
- Stephens, J. R. W., W. R.; Watson, G. K.; Johnston, J. R.; Croft, W. J. (1977). Materials technology assessment for stirling engines NASA Glenn Research Center

- Stine, W., J. Kern, et al. (2004). Energy Conversion. The CRC Handbook of Mechanical Engineering, Second Edition, CRC Press.
- Stine, W. B., C. G. McDonald (1989). Cavity receiver convective heat loss. International Solar Energy Society, Solar World Congress Kobe, Japon.
- Stine, W. B. and R. B. Diver (1994). A compendium of solar dish/Stirling technology. Other Information: PBD: Jan 1994: Medium: ED; Size: 104 p.
- Stine, W. B., Harrigan, Raymond W. (1985). Solar energy fundamentals and design: With computer applications. New York, Wiley.
- Sunpower (2005). High Performance Free-Piston Stirling Engines.
- Tabata, W. K. (1987). Automotive Stirling Engine Development Program - a success. U. S. D. O. E. C. a. R. E. O. o. V. a. E. R&D. Philadelphia, Pennsylvania.
- Thombare, D. G. and S. K. Verma (2008). "Technological development in the Stirling cycle engines." Renewable and Sustainable Energy Reviews **12**(1): 1-38.
- Timoumi, Y., I. Tlili, et al. (2008). "Performance optimization of Stirling engines." Renewable Energy **33**(9): 2134-2144.
- Tiwari G. N. , S. S. (1997). Solar Thermal Engineering Systems. New Delhi, India, Narosa Publishing House.
- Tlili, I., Y. Timoumi, et al. (2008). "Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application." Renewable Energy **33**(8): 1911-1921.
- Tsoutsos, T., V. Gekas, et al. (2003). "Technical and economical evaluation of solar thermal power generation." Renewable Energy **28**(6): 873-886.
- Urieli, I. (2002, 2002). "Stirling Cycle Machine Analysis." 2007, from <http://www.ent.ohiou.edu/~urieli/stirling/me422.html>.
- Vaca, C. M. (2006). Diagnóstico e Identificación de Oportunidades para la Implementación de Sistemas Fotovoltaicos Interconectados a la Red en Viviendas de Mexicali, Baja California. Cuernavaca, Mor., INSTITUTO DE INVESTIGACIONES ELÉCTRICAS.
- Walker, G. (1980). Stirling engines. New York, Oxford University Press.
- Walpita, S. H. (1983). Development of the solar receiver for a small Stirling engine. In: Special study Project. Bangkok, Asian Institute of Technology.
- Wang, C. C., Fu, W. L. and Chang, C. T. (1997). "Heat Transfer and Friction Characteristics of Typical Wavy Fin-and-tube Heat Exchangers." Experimental Thermal and Fluid Science **14**(2): 174-186.
- Watanabe, H. F., Y.; Moriya, S.; Isshiki, N. (2000). Characteristics of Stirling engine regenerator. Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit, 2000. (IECEC) 35th Intersociety Las Vegas, NV , USA IEEE.
- West, C. D. (1986). Principles and applications of Stirling engines. New York Van Nostrand Reinhold.
- Whitaker, J. C. (2006). Power-Generation Systems. AC Power Systems Handbook, Third Edition, CRC Press: 35-48.
- Wolfgang, S. (1989). Solar Chimney in Manzanares, Nicolas Janberg's Structurae.

- Wolfgang Schiel, T. K. (2003). EnviroDish and EuroDish- System and Status. ISES Solar World Congress 2003, Göteborg, Sweden.
- Wood Gary J. Chagnot BJ, P. L. (1982). Design of a low pressure air engine for third world use. Proceddings of the 17th intersociety energy conversion engineering. Los Angeles, California.
- Zarza, E. (1999). Project DISS (Direct Solar Steam); update on project status and future planning. ISES World Congress, Jerusalem.
- Zarza, E. and M. Romero-Alvarez (2007). Concentrating Solar Thermal Power. Energy Conversion. Y. Goswami, CRC Press.
- Zumerchik, J. (2001). Hybrid Vehicles. MacMillan Encyclopedia of Energy. J. Zumerchik. New York. 2: 636.

6

Conclusiones

“Comienza haciendo lo que es necesario, después lo que es posible y de repente estarás haciendo lo imposible.”

San Francisco de Asís

6.1 Conclusiones

6.2 Recomendaciones

6.1 Conclusiones

Las características operativas de un motor Stirling enfriado directamente por aire aportan importantes ventajas para su utilización en la generación de energía eléctrica, principalmente para aplicaciones desatendidas o en lugares alejados de la red.

La evaluación realizada a la propuesta tecnología de un sistema de generación eléctrica termosolar de disco parabólico y motor Stirling enfriado directamente por aire indica que los niveles alcanzados de eficiencia térmica y capacidad del motor les permite competir técnicamente contra otros tipos de tecnología tanto termosolares como convencionales. Las eficiencias más altas se logran alcanzando un compromiso entre una alta temperatura de expansión y una cantidad mínima de pérdidas térmicas, en donde las condiciones climáticas tienen una influencia importante.

De entre las configuraciones existentes de motores Stirling se concluye que la configuración de los cilindros en acoplamiento tipo alfa, con pistones de operación en

simple efecto acoplados mediante un mecanismo de biela-manivela, es técnicamente adecuada para operar en ciclo Stirling. Esto debido a la sencilla naturaleza y efectividad del mecanismo así como a los amplios conocimientos de la tecnología automotriz aplicables al motor de ciclo Stirling, además de la disponibilidad de algunos componentes, refacciones y herramientas igualmente compatibles con ambas tecnologías. Debido a las condiciones técnico-económicas bajo las cuales se desarrolló el proyecto se concluye que el mejor diseño para fines de construcción y validación del simulador desarrollado, incluye un calentador del tipo de tubos iluminado directamente, un regenerador de mallas metálicas y un enfriador de tubo y coraza enfriado por agua. Lo anterior debido a la simplicidad de operación, bajo costo de manufactura, conocimiento del comportamiento térmico y fluido-dinámico así como a la seguridad que brinda el diseño mecánico al operar a altas presiones y temperaturas.

La validación realizada al simulador numérico desarrollado indica que dicha herramienta puede ser utilizada con un grado aceptable de confiabilidad para fines de diseño y optimización.

La variabilidad del recurso solar y demás condiciones climáticas deben de ser consideradas para fines de diseño en los diferentes componentes del sistema, especialmente para el calentador/receptor de cavidad y del enfriador del motor, ya que influyen directamente en la cantidad de energía transferida hacia y desde el motor, lo que afecta directamente sobre la capacidad del motor.

Considerando las capacidades de manufactura actual, los máximos niveles de temperatura que se pueden lograr en el calentador del motor Stirling se ven limitados principalmente por la pérdida de calor por emisión de radiación, por lo que es importante la optimización del diámetro de apertura del receptor de cavidad, principalmente cuando se emplean altos niveles de concentración solar.

Los resultados obtenidos muestran que la utilización del motor diseñado con enfriamiento directo por aire, en capacidades superiores a 1.5 kW se ve limitada debido a la insuficiente remoción de calor en la parte externa del enfriador y la potencia requerida por el ventilador. Por el contrario, el motor enfriado por agua se ve limitado en su

capacidad debido a la transferencia de calor por convección en el interior de los tubos del enfriador.

La metodología desarrollada, criterios de diseño considerados y el estudio paramétrico de cada una de las variables del motor Stirling demuestran teóricamente el potencial de la propuesta desarrollada, ya que el motor Stirling diseñado logra una eficiencia máxima de 31.7% y una máxima potencia eléctrica útil de 1.1 kW.

En base al análisis económico realizado al motor Stirling enfriado por aire se tiene que el sistema con una capacidad de 1 kW puede lograr un costo nivelado de generación de hasta \$2.10 por kW-h, sin embargo logra una relación beneficio/costo únicamente de 0.28. Para lograr un sistema de tales características económicamente rentable, es necesario incrementar la capacidad del motor a un valor de al menos 3.5 kW.

Asumiendo una producción masiva del sistema, se logra una relación de beneficio/costo de 0.84 y 2.52 para un sistema con una capacidad de 1 y 3 kW respectivamente, lo que indica que un sistema con una capacidad mayor a 1.2 kW producido a gran escala sería económicamente atractivo.

El sistema propuesto es técnicamente atractivo y competitivo como alternativa sustentable para la generación de energía eléctrica en bajas capacidades. No obstante, aun presenta retos en cuestión de reducción de costos y estrategias de penetración en el mercado.

6.2 Recomendaciones

Se recomienda evaluar propuestas de sistemas de disco parabólico y motor Stirling enfriado por aire, utilizando otros tipos de intercambiadores de calor en la parte del enfriador, principalmente aquellos que permitan una mayor transferencia de calor por unidad de volumen.

Con la finalidad de reducir el costo total del sistema en cualquiera de sus capacidades, se sugiere investigar y desarrollar alternativas de manufactura más económicas para el concentrador solar, ya que contribuye con aproximadamente el 45% del costo total.

Se propone realizar un estudio técnico-económico más detallado de la influencia de la calidad óptica del concentrador y el aumento del área de transferencia del enfriador sobre la cantidad de energía generada y el costo de manufactura del sistema, con el fin de establecer los puntos de diseño del sistema, considerando también los aspectos económicos asociados a estos parámetros de diseño.

Se sugiere realizar un estudio local más detallado de la reducción del costo de producción de un motor enfriado por aire en comparación con un motor enfriado por agua. Así como evaluar en campo las ventajas del enfriamiento por aire con respecto al enfriado por agua.

Es necesario realizar un estudio más detallado que involucre costos de manufactura, costos de energía (tarifas) así como incentivos y beneficios económicos asociados a la generación de energía eléctrica con sistemas termosolares, bajo los cuales se pueda evaluar de manera más precisa el atractivo económico de esta tecnología.

Glosario de términos

Absortividad: Fracción de la radiación incidente que es absorbida por una superficie.

Altitud solar: Es el ángulo formado entre la horizontal y la línea hacia el sol.

Ángulo de incidencia: Es el ángulo entre la trayectoria de la irradiancia sobre una superficie y la normal de esa superficie.

Ángulo de desfase: Es la diferencia entre la posición de los pistones, medida en grados.

Azimut solar: Es el ángulo, medido en el sentido de las agujas del reloj, entre el punto cardinal Sur (en el hemisferio Norte) o Norte (en el hemisferio Sur) y la proyección en el plano horizontal local de la recta que une la Tierra y el Sol.

Calentador: Intercambiador de calor donde se transmite la energía térmica hacia el gas de trabajo del motor Stirling.

Calor de desecho: Se refiere al calor producido por las maquinas, equipos eléctricos y procesos industriales, para el cual no se tiene una aplicación útil.

Ciclo Rankine orgánico: El proceso de ciclo orgánico de Rankine (OCR) es similar al ciclo básico de Rankine pero en vez de agua utiliza un aceite orgánico o fluido orgánico en una caldera de baja temperatura como fluido intermedio.

Cenit: Intersección de la vertical de un lugar y la esfera celeste.

Cogeneración: Es el procedimiento mediante el cual se obtiene simultáneamente energía eléctrica y energía térmica útil (vapor, agua caliente).

Concentrador solar: Es un tipo de colector solar, capaz de concentrar la energía solar en un área reducida aumentando la intensidad energética.

Combustibles fósiles: Son los recursos no renovables: petróleo, carbón y gas natural, que no se reponen por procesos biológicos.

Declinación solar: Es el ángulo que forma el sol con el plano del ecuador.

Desplazador: Es un pistón de propósito especial utilizado para mover el gas hacia adelante y atrás entre los intercambiadores de un motor Stirling.

Detoxificación: Remoción de sustancias toxicas de un fluido e.g. aguas grises.

Energía solar: Es la energía obtenida mediante la captación de la luz y el calor emitidos por el Sol.

Enfriador: Intercambiador de calor donde se remueve la mayor parte de energía térmica residual del gas de trabajo, hacia el ambiente u otro fluido de enfriamiento.

Error óptico: Aberraciones ópticas o desperfectos estructurales que finalmente provocan una degradación o dispersión de la imagen solar

Factor de intercepción: Es la relación entre la energía interceptada por el receptor de cavidad y la cantidad de energía reflejada por el concentrador solar.

Gas de trabajo: Fluido que realiza los procesos del ciclo Stirling dentro del motor.

Helioestado: Es un dispositivo que incluye un espejo, por lo general un espejo plano, que se mueve a fin de mantener reflejando la luz solar hacia un objetivo fijo.

Imagen solar: Luz o reflejo solar concentrado.

Irradiancia: Es la magnitud utilizada para describir la potencia incidente por unidad de superficie de todo tipo de radiación electromagnética.

Medio día solar: Se define como el lapso que emplea el Sol en culminar dos veces consecutivas en el meridiano del observador

Modelo matemático: Es uno de los tipos de modelos científicos, que emplea algún tipo de formulismo matemático para expresar relaciones, variables, parámetros y relaciones entre variables para estudiar comportamientos de sistemas complejos ante situaciones difíciles de observar en la realidad.

Motor Stirling: Es una máquina térmica que opera por la expansión y compresión cíclica de un fluido de trabajo a diferentes niveles de temperatura de tal forma que hay una conversión de calor en trabajo.

Operación híbrida: Que utiliza una combinación de tecnologías para operar con distintas fuentes de energía i.e. energía solar y combustibles convencionales.

Pérdida de energía: Transformación o transporte no deseado de la energía (descripción en página 52).

Permeabilidad: Es la capacidad de un material para que un fluido lo atraviese sin alterar su estructura interna.

Piranómetro: Sensor diseñado para medir la densidad del flujo de la irradiancia solar.

Pirheliómetro: Sensor diseñado para medir la densidad del flujo de la irradiancia solar directa.

Plano focal: Es el plano normal al eje axial del concentrador donde convergen los rayos que entran paralelamente a dicho eje.

Potencia ideal: Potencia producida por el gas al realizar el ciclo Stirling ideal.

Potencia básica: Potencia producida por el gas al realizar el ciclo Stirling dentro del motor, bajo las consideraciones supuestas.

Potencia neta: Diferencia de la potencia básica y las diversas pérdidas térmicas y mecánicas.

Potencia eléctrica: Potencia producida por el generador eléctrico.

Potencia eléctrica útil: Diferencia entre la potencia eléctrica y las cargas parasitas (ventilador, bomba de agua, etc.)

Radiación: Es una combinación de campos eléctricos y magnéticos oscilantes, que se propagan a través del espacio transportando energía de un lugar a otro.

Receptor de cavidad: Componente donde se capta la energía solar concentrada y que contiene al calentador.

Relación de compresión: Relación entre el volumen máximo y mínimo ocupado por el gas de trabajo dentro de los espacios del motor.

Regenerador: Tipo de intercambiador de calor donde el flujo de calor cambia cíclica y periódicamente de dirección.

Seguidor solar (uno o dos ejes): Dispositivo que orienta diversos tipos de carga (reflectores, lentes, paneles solares o fotovoltaicos entre otros)

Simulador numérico: Herramienta digital desarrollada para la reproducción teórica de los procesos físicos un sistema, mediante la utilización de un modelo matemático.

Solsticio: Momentos del año en los que el sol alcanza su máxima posición meridional o boreal, es decir, una máxima declinación.

Sustentable: Dícese del desarrollo que satisface las necesidades de las generaciones presentes sin comprometer las posibilidades de las del futuro para atender sus propias necesidades.

Transmitancia: Magnitud que expresa la cantidad de energía que atraviesa un cuerpo en la unidad de tiempo.

Volumen muerto: Espacio ocupado por el gas de trabajo fuera de los volúmenes barridos por los pistones.



Ingeniería

Investigación y Tecnología

Ref. 570

Ing. Ricardo Beltrán Chacón
Universidad Autónoma de Baja California
Instituto de Ingeniería
P R E S E N T E

Apreciable Ing. Ricardo Beltrán Chacón

La evaluación del artículo “Análisis y Diseño de un sistema de Generación Eléctrica Termosolar con Concentrador de Disco Parabólico y Motor Stirling de 2.7 kW Enfriado por Aire” cuyos autores son Nicolás Velázquez Limón, Daniel Saucedo Carvajal y usted, ha concluido.

Tenemos el agrado de informarle que dicho artículo ha sido aceptado en su forma actual para su publicación en la Revista Ingeniería, Investigación y Tecnología.

Una vez que se tenga definido el volumen y número en el cual se publicará su artículo, le informaremos vía correo electrónico para iniciar el proceso de publicación (pruebas de galera, revisiones, correcciones y firma y cesión de derechos).

Agradecemos su colaboración con la Revista Ingeniería Investigación y Tecnología y esperamos publicar algún otro de sus artículos en el futuro.

A t e n t a m e n t e:

“POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU”

Ciudad Universitaria, 21 de febrero de 2011.

M. C. MARCIA A. GONZÁLEZ OSUNA
Directora Técnica y Editora

C.c.p. Ing. Cuitláhuac Ernesto Sánchez-Basilio, Coordinador de Arbitraje

IIT.CA.CESB

DICTAMEN FINAL: A C E P T A D O

Análisis y diseño de un sistema de generación eléctrica termosolar con concentrador de disco parabólico y motor Stirling de 2.7 kW enfriado por aire

Analysis and Design of a Dish/Stirling System for Solar Electric Generation with a 2.7 kW Air-Cooled Engine

Ing. Ricardo Beltrán Chacón
Universidad Autónoma de Baja California
Instituto de Ingeniería
Centro de Estudio de las Energías Renovables
Email: rbeltran1@uabc.edu.mx
(686)566-4150

Dr. Nicolás Velázquez Limón
Universidad Autónoma de Baja California
Instituto de Ingeniería
Centro de Estudio de las Energías Renovables
Email: nicolasvelazquez@uabc.mx
(686)566-4150

Ing. Daniel Saucedo Carvajal
Universidad Autónoma de Baja California
Instituto de Ingeniería
Centro de Estudio de las Energías Renovables
Email: daniels@iing.mx
(686)566-4150

RESUMEN

Este trabajo presenta un modelado matemático, la simulación y diseño de un sistema de generación eléctrica termosolar de disco parabólico con motor Stirling de 2.7 kW enfriado directamente por aire. El modelo utilizado para el concentrador, la cavidad y el motor Stirling, fueron validados satisfactoriamente con datos experimentales. En base a un estudio paramétrico se realiza el dimensionamiento de los componentes del motor. El estudio realizado muestra que conforme se incrementa la capacidad del sistema, la eficiencia global se ve limitada por la potencia requerida por el ventilador, dado que el diseño del enfriador necesita retirar mayores cantidades de calor aumentando el flujo de aire, sin afectar las condiciones internas del proceso (flujo másico del gas de trabajo y dimensiones internas del mismo). El sistema fue optimizado obteniendo una eficiencia global de conversión de energía solar a eléctrica de 26.7%. Este estudio muestra que el uso de un motor Stirling enfriado directamente por aire es potencialmente atractivo para la generación de energía eléctrica en bajas capacidades.

ABSTRACT

This paper presents a mathematical modeling, simulation and design of a solar power system of parabolic dish with an air-cooled Stirling engine of 2.7 kW. The model used for the solar concentrator, the cavity and the Stirling engine were successfully validated against experimental data. Based on a parametric study, is carried out the design of the components of the engine. The study shows that as system capacity increases, the overall efficiency is limited by the power required by the fan, since the design of the cooler needs greater amounts of heat removal by increasing the air flow without affecting the internal conditions of the process (mass flow of working gas and internal dimensions of the same). The system was optimized and achieves an overall efficiency of solar to electric energy conversion of

26.7%. This study shows that the use of an air-cooled Stirling engine is potentially attractive for power generation at low capacities.

PALABRAS CLAVE

Motor Stirling, solar, modelo, simulación, diseño, enfriado por aire.

KEYWORDS

Stirling engine, solar, model, simulation, design, air cooled.

CODIGO DE CLASIFICACIÓN

221302

INTRODUCCIÓN

El continuo incremento en la demanda de energía eléctrica y la contaminación asociada a los modos de producción convencionales han demandado el desarrollo de tecnologías sustentables que permitan aprovechar las energías renovables, dentro de las cuales la energía solar es la más abundante. Actualmente existen distintas tecnologías para convertir la energía solar en energía eléctrica, destacando entre ellas el disco/Stirling por su máxima eficiencia (Parlak et al, 2009; Reza et al, 2008; Thombare et al, 2008).

El motor Stirling fue inventado por Robert Stirling en 1816 y aunque su aplicación llegó a ser popular, fue remplazado por el motor de combustión interna y el motor eléctrico (Sentf, 1993). Recientemente la necesidad de aprovechar las energías renovables para obtener un desarrollo sustentable ha despertado un renovado interés en el desarrollo de tecnología Stirling, sin embargo no se han encontrado trabajos sobre motores enfriados directamente por aire para la generación de energía eléctrica de baja capacidad (Kongtragool, 2003). Por tal motivo, el objetivo de este trabajo es proporcionar una metodología para el diseño y optimización de sistemas disco/Stirling y evaluar el potencial del enfriamiento directo por aire en las unidades de baja capacidad. Para ello se muestra el modelo matemático, la simulación y un estudio paramétrico que permite establecer el punto de diseño de los principales componentes de un sistema para una capacidad de 2.7 kW eléctricos. El modelo desarrollado a diferencia de otros trabajos es sensible a la variación de la irradiancia solar, la temperatura ambiente, la velocidad del viento y la orientación del receptor solar. El rendimiento teórico del sistema propuesto, permite sugerir su aplicación para la generación de energía eléctrica en bajas capacidades bajo el concepto de generación distribuida, satisfaciendo los requerimientos de los sectores residencial, comercial y agrícola, así como de los usuarios alejados de la red eléctrica.

DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DISCO/STIRLING

En la figura 1 se muestra esquemáticamente un sistema de generación eléctrica termosolar de disco/Stirling que se compone por un concentrador solar, un receptor, el motor Stirling y un generador eléctrico. El absorbedor es colocado dentro de una cavidad para disminuir las pérdidas térmicas por convección y radiación hacia el ambiente. El motor utiliza helio como fluido de trabajo y tiene dos pistones de simple acción en acoplamiento tipo alfa, un regenerador de mallas metálicas y un disipador de calor compacto enfriado por aire directamente del tipo de tubos con aleta ondulada. Una de las ventajas de utilizar enfriamiento directo, es que elimina el circuito de tuberías, la bomba de agua y el intercambiador agua/aire utilizados en el enfriamiento indirecto convencional, reduciendo el costo y complejidad del sistema.

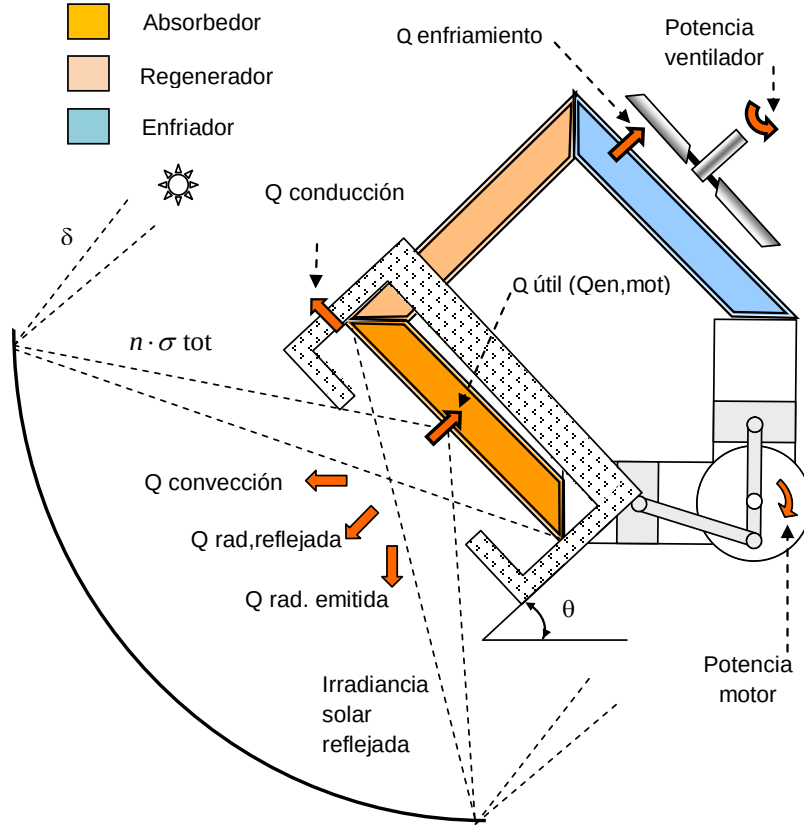


Figura 1. Diagrama óptico y térmico del sistema de generación eléctrica termosolar.

METODOLOGÍA

El modelo matemático desarrollado para el sistema de generación eléctrica termosolar de disco parabólico con motor Stirling enfriado por aire, se resuelve de acuerdo al algoritmo mostrado en la figura 2. En el planteamiento de dicho modelo se considera que los procesos se realizan en estado estacionario y que las variables operativas tienen valores instantáneos. El algoritmo de solución utiliza procedimientos iterativos (regla falsa) para las variables de flujo másico del aire de enfriamiento, la temperatura de la superficie externa del absorbedor y enfriador, así como para la temperatura del gas en el absorbedor y enfriador. Como apoyo al diagrama del algoritmo de solución, a continuación se muestran las principales ecuaciones del modelo matemático de cada uno de los componentes del sistema.

A. Concentrador solar

Para predecir el comportamiento de un concentrador de disco parabólico, el modelo utiliza los errores típicos reportados por Stine y Harrigan (1983), dentro de los cuales se encuentra el error de la estructura, el sistema de seguimiento (sensor y mecanismo), la posición del receptor y la reflectividad especular de la superficie, entre otros.

Las principales variables del concentrador son el ancho de la imagen solar en la zona focal (ω) y el factor de intercepción (φ) (Stine y Harrigan, 1983):

$$\omega = 2p \cdot \tan\left(n \frac{\sigma_{\text{total}}}{2}\right) / \cos(\psi) \quad (1)$$

El factor de intercepción, definido como:

$$\varphi = \left(\sum_{\psi=0^\circ}^{\psi} \frac{\Gamma \cdot 8\pi \cdot I_d \cdot f^2 \cdot \sin(\psi) \cdot \Delta\psi}{(1 + \cos(\psi))^2} \right) / I_d \cdot A_{\text{concentrador}} \quad (2)$$

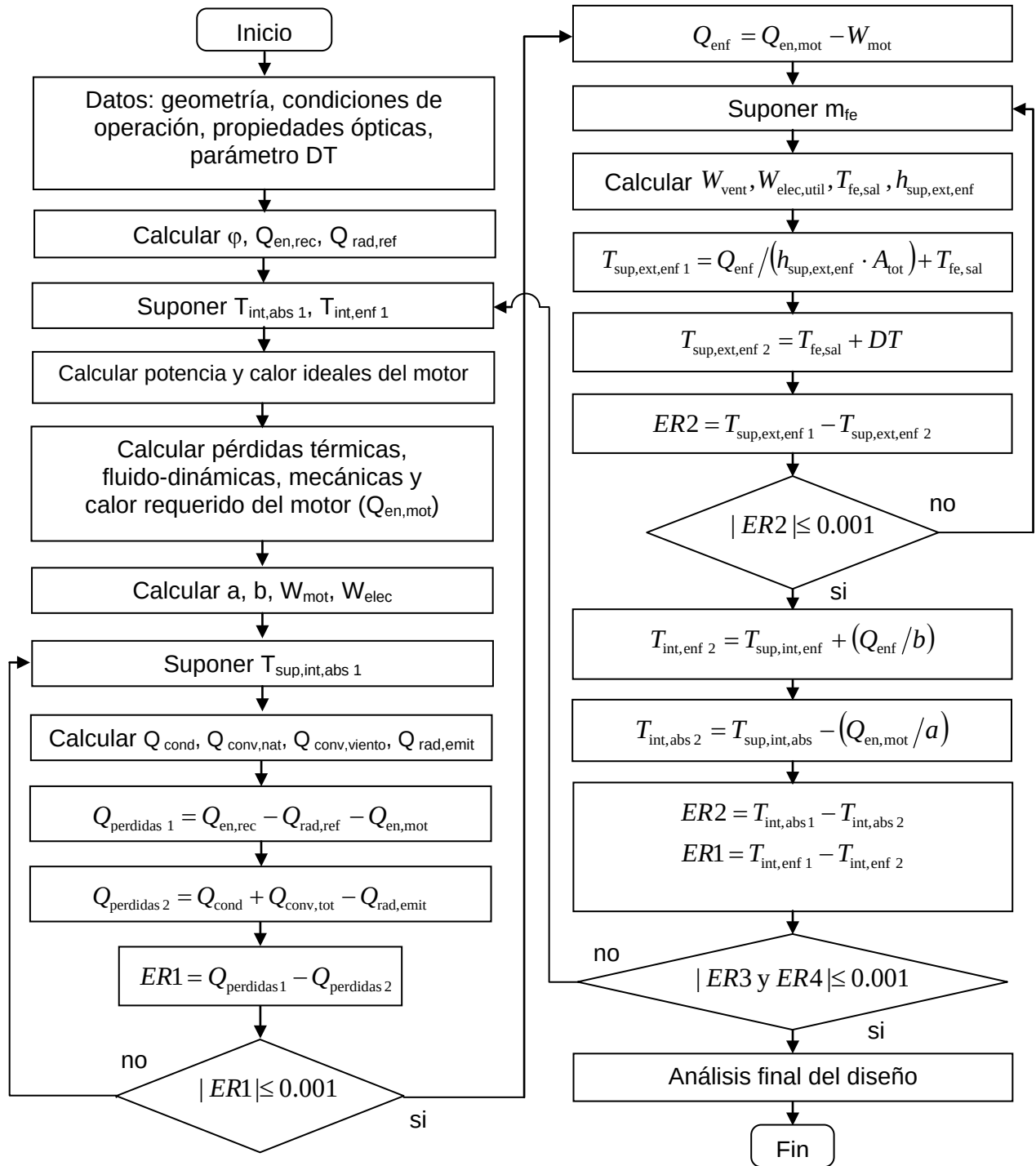


Figura 2. Diagrama del algoritmo de solución del sistema.

B. Receptor de cavidad

El receptor del sistema está compuesto por dos elementos, una cavidad que limita las pérdidas térmicas hacia los alrededores y dentro de ella un absorbedor de tubos donde se calienta el gas de trabajo del motor. El análisis de la cavidad considera las pérdidas térmicas por convección natural y la debida al viento, la radiación reflejada y emitida, y la conducción de calor a través del aislante. Asumiendo que la distribución de la irradiancia es

uniforme y que las propiedades ópticas y térmicas de la cavidad y absorbedor permanecen constantes, el flujo de calor que es transferido al motor ($Q_{en,mot}$) se calcula mediante:

$$Q_{en,mot} = Q_{en,rec} - Q_{rad,ref} - (Q_{cond} + Q_{conv,tot} + Q_{rad,emit}) \quad (3)$$

El flujo de calor hacia el receptor ($Q_{en,rec}$) considerando el área de apertura no sombreada del concentrador solar ($A_{concentrador}$):

$$Q_{en,rec} = I_d \cdot A_{concentrador} \cdot \rho \cdot \varphi \quad (4)$$

La irradiancia reflejada fuera de la cavidad se calcula con (Duffie, 2006):

$$Q_{rad,ref} = \left[1 - \left(\frac{\alpha_{cav}}{\alpha_{cav} + (1 - \alpha_{cav}) \cdot (A_{ap} / A_{cav,total})} \right) \right] \cdot Q_{en,rec} \quad (5)$$

Las pérdidas térmicas por conducción a través del aislante son disipadas posteriormente por convección en el exterior de la cavidad y se obtienen mediante:

$$Q_{cond} = \frac{T_{sup,ext,abs} - T_{amb}}{L / (k_{aislante} \cdot A_{rec}) + 1 / (h_{nat} \cdot A_{sup,ext,enf})} \quad (6)$$

El cálculo de las pérdidas por convección desde el interior del receptor, se realiza mediante la correlación propuesta por Stine y McDonald (1989), que también ha sido utilizada en otros estudios (Nepveu, 2008; Sendhil, 2007):

$$Nu_{conv,nat} = 0.088 \cdot Gr^{1/3} \cdot (T_{sup,ext,abs} / T_{amb})^{0.18} \cos(\theta)^{2.47} (D_{ap} / D_{rec})^b \quad (7)$$

Donde b se define como

$$b = 0.982 (D_{ap} / D_{rec}) + 1.12$$

Para calcular las pérdidas térmicas por convección desde el interior del receptor debidas a la velocidad del viento, se utiliza el modelo propuesto por Ma (1993), donde el coeficiente de convección se obtiene de:

$$h_{conv,viento} = [0.1634 + 0.7498 \cdot \sin(\theta) - 0.5026 \cdot \sin(2\theta) + 0.3278 \cdot \sin(3\theta)] \cdot v^{1.401} \quad (8)$$

La radiación emitida fuera del receptor a través de la apertura de la cavidad está dada por:

$$Q_{rad} = \varepsilon_{rec} \cdot \sigma \cdot A_{ap} (T_{sup,ext,abs}^4 - T_{amb}^4) \quad (9)$$

El flujo de calor absorbido por el absorbedor es conducido hacia el interior de los tubos y se calcula mediante:

$$Q_{en,abs} = Q_{en,mot} = \frac{(T_{sup,ext,abs} - T_{sup,int,abs})}{\log(D_{ext} / D_{int}) / 2\pi \cdot k_{tubo} \cdot L_{tubo} \cdot N_{abs}} \quad (10)$$

Una vez conocida la temperatura de la superficie interna de los tubos del absorbedor, es posible calcular el flujo de calor suministrado al motor y simular el comportamiento termodinámico utilizando el modelo de segundo orden propuesto por Martini (1983).

C. Motor Stirling

El análisis fluido-dinámico y de transferencia de calor en el interior del motor Stirling se realiza asumiendo un flujo estacionario que es equivalente al flujo no estacionario promedio y la potencia ideal producida se calcula asumiendo que:

1. El espacio que ocupa el gas de trabajo dentro del motor está dividido en tres secciones y cada sección tiene una temperatura isotérmica uniforme.
2. La variación del volumen del gas de trabajo es sinusoidal y la ley del gas ideal aplica.
3. No hay diferencia de presión, entre las secciones que ocupa el gas.
4. La transferencia de calor y las pérdidas fluido-dinámicas en las conexiones entre los intercambiadores son despreciables.
5. La expansión y compresión del gas de trabajo es isotérmica y la transferencia del gas a través del regenerador es a volumen constante.

La potencia del motor se define como la diferencia entre la potencia ideal calculada y la sumatoria de las pérdidas térmicas, fluido-dinámicas y mecánicas del motor. Las pérdidas consideradas por el modelo son:

1. Conducción de calor a través de la cara del pistón, la pared del cilindro de expansión, y de la pared y matriz del regenerador hacia el enfriador.
2. Emisión de radiación desde la cara del pistón hacia el cárter.
3. Fricción mecánica del motor y fricción fluido-dinámica del gas de trabajo.
4. Ineficiencia térmica y oscilación de la temperatura de la matriz del regenerador.

El método propuesto por Martini (1983) considera que las pérdidas por fricción mecánica del motor son equivalentes al 20% de la potencia ideal. El modelo matemático ha sido validado por Chen y Griffin (1983) y han reportado que corrigiendo el factor de fricción del gas por un factor de 2.9 reduce el porcentaje de error a solo $\pm 10\%$ en el cálculo de la potencia y eficiencia. Dicha corrección ha sido implementada corroborando la mejora en la predicción del valor experimental cerca del punto de diseño.

Considerando un flujo estacionario, la temperatura del gas en el interior del absorbedor se calcula mediante:

$$T_{\text{int,abs 2}} = T_{\text{sup,int,abs}} - (Q_{\text{en,mot}} / a) \quad (11)$$

Donde a se define como:

$$a = 2 \cdot Fc_{\text{abs}} \cdot m_{\text{int,abs}} \cdot Cv \cdot (\exp(NTU_{\text{abs}}) - 1) \quad (12)$$

D. Enfriador

El calor removido del motor Stirling se realiza por medio de un enfriador compacto y de alta eficiencia. Para calcular el número de Nusselt y el coeficiente de fricción (f) en la superficie externa del enfriador (aire de enfriamiento) se utilizó la correlación propuesta por Wang y otros (1997):

$$Nu_{\text{sup,ext,enf}} = 1.201 / \left[\ln \left(Re_{D_{\text{ext,tubo}}}^{cr} \right)^{2.921} \cdot Re_{D_{\text{ext,tubo}}} \cdot Pr^{1/3} \right] \quad (13)$$

El factor de fricción para el cálculo de la caída de presión externa, esta dado por:

$$fr = \frac{16.67}{\ln(Re_{D_{\text{ext,tubo}}})^{2.64}} \left(\frac{A_{\text{total}}}{A_{\text{tubo}}} \right)^{-0.096} N_{\text{enf}}^{0.098} \quad (14)$$

La eficiencia de superficie se define como:

$$\eta_{\text{sup,ext}} = 1 - \frac{A_{\text{aleta}}}{A_{\text{total}}} (1 - \eta_{\text{aleta}}) \quad (15)$$

Considerando un flujo estacionario, la temperatura del gas en el interior del enfriador se calcula mediante:

$$T_{\text{int,enf 2}} = T_{\text{sup,int,enf}} + (Q_{\text{enf}} / b) \quad (16)$$

donde b se define como:

$$b = 2 \cdot Fc_{\text{enf}} \cdot m_{\text{int,enf}} \cdot Cv \cdot (\exp(NTU_{\text{enf}}) - 1) \quad (17)$$

El flujo de calor removido por el enfriador (Q_{enf}):

$$Q_{\text{enf}} = Cp_{\text{fe}} \cdot m_{\text{fe}} \cdot (T_{\text{fe,salida}} - T_{\text{amb}}) \quad (18)$$

E. Generador eléctrico

El generador propuesto es del tipo de inducción y es acoplado directamente al motor. La eficiencia asociada a estos generadores varía entre 96 y 97% (Hau, 2006) y se asume que permanece constante.

La energía eléctrica útil se define como la diferencia entre energía eléctrica producida y la potencia requerida por el ventilador del enfriador:

$$W_{\text{elec,util}} = (W_{\text{mot}} \cdot \eta_{\text{gen}}) - W_{\text{vent}} \quad (19)$$

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

El dimensionamiento y análisis operativo del sistema se realiza por medio de un estudio paramétrico donde se establecen los puntos de diseño para cada una de las variables que permiten obtener una máxima eficiencia y capacidad.

1. Validación de los modelos matemáticos

Con la finalidad de validar el simulador desarrollado, se realizó una comparación entre los resultados experimentales reportados en la literatura contra los resultados obtenidos mediante la simulación, para las mismas geometrías y condiciones de operación. Los parámetros comparados fueron el factor de intercepción y las pérdidas por convección en la cavidad, así como el flujo de calor suministrado y la potencia producida por el motor Stirling. La comparación del factor de intercepción obtenido con el simulador contra los valores experimentales para el concentrador WGA-500 (Diver, 2001) se presenta en la figura 3, obteniendo un excelente acercamiento para valores por encima del 0.95, por debajo de este valor el modelo sobreestima dicho factor, sin embargo no resulta de gran interés diseñar sistemas con factores de intercepción menores a 0.95. En la figura 4 se muestra la comparación de las pérdidas térmicas en el receptor de cavidad obtenidas con el simulador contra las reportadas por Ma (1993), los resultados obtenidos presentan un error promedio de $\pm 7.2\%$ para las pérdidas por convección y un error promedio de $\pm 0.5\%$ para la emisión de radiación. Para validar el flujo de calor suministrado y la potencia producida por el motor, en la figura 5 se muestra la comparación hecha para el motor GPU-3 (Martini, 1983, Timoumi et al 2008), donde el flujo de calor suministrado resultó con un error promedio de 5.7% y un error máximo de 9.6%. La potencia producida a una presión de operación de 6.89 MPa resultó con un error mínimo de -8.2%, y un máximo de -17.7% cuando la presión de operación es de 1.72 MPa. Con esta comparación se observa que el modelo propuesto tiene una buena representatividad del comportamiento del concentrador y el receptor de cavidad, mientras que para el motor, la estimación del flujo de calor suministrado resulto aceptable dentro del rango explorado, sin embargo la potencia del motor tiene mejor ajuste conforme aumenta la presión y disminuyen las revoluciones.

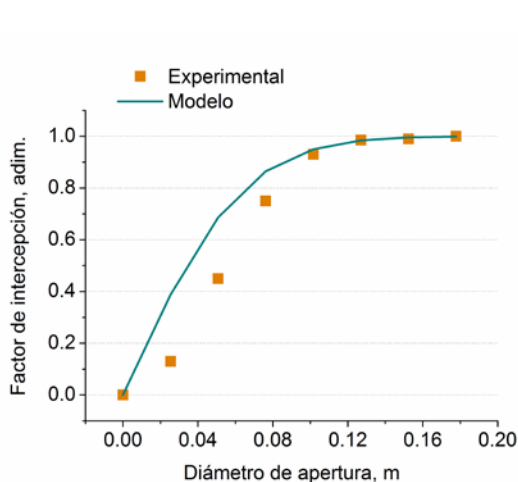


Figura 3. Influencia del diámetro de apertura sobre el factor de intercepción.

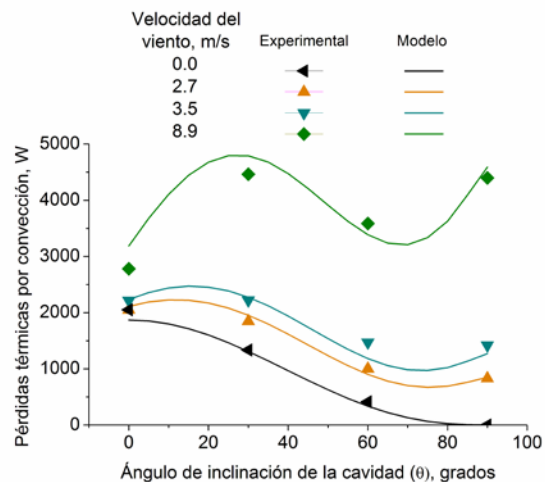


Figura 4. Influencia de la inclinación de la cavidad y la velocidad del viento sobre las pérdidas térmicas.

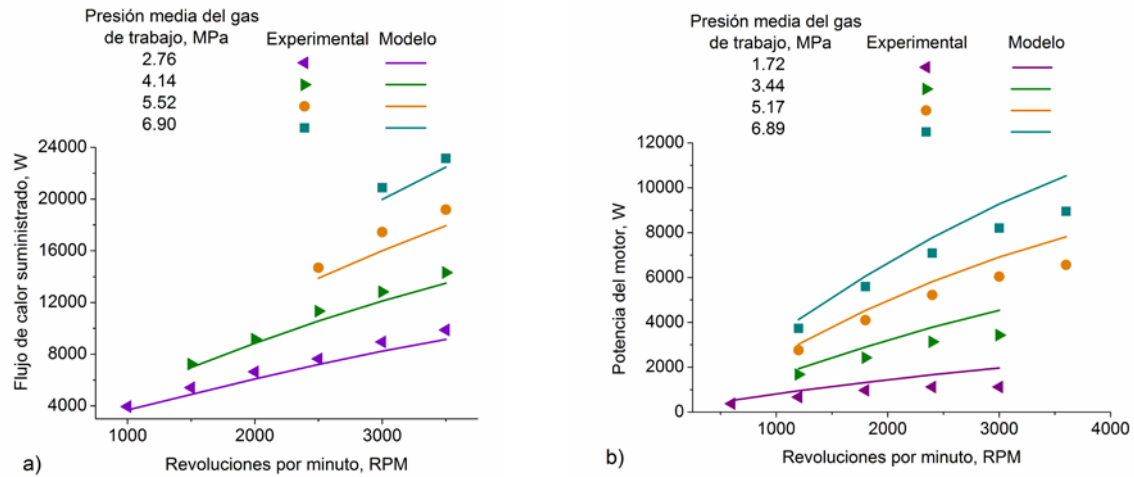


Figura 5. Predicción del flujo de calor suministrado (a) y la potencia producida (b) a diferentes velocidades y presiones de operación.

2. Estudio paramétrico

Discusión de resultados del receptor

Una de las principales variables que influye sobre el comportamiento térmico del receptor es el diámetro interno de los tubos del absorbedor, como se muestra en la figura 6, donde al aumentar dicho diámetro se incrementa el área transferencia de calor y disminuye el coeficiente de convección en el interior de los tubos del absorbedor, dando como resultado un mínimo en la temperatura del absorbedor y en las pérdidas térmicas, presentando un punto de máxima eficiencia del receptor cuando el diámetro es de 0.22 cm. Sin embargo a un diámetro de 0.26 cm la eficiencia combinada alcanza un máximo, por tal razón se selecciona este diámetro como punto de diseño. La influencia del número de tubos sobre la eficiencia y capacidad del receptor manteniendo el área del absorbedor constante, resultó despreciable. En la figura 7 se muestra que al aumentar el diámetro de apertura de la cavidad se incrementa la cantidad de irradiancia interceptada, así como la temperatura del absorbedor. Bajo estas condiciones un diámetro de apertura mayor a 8.4 cm provoca mayores pérdidas térmicas, en comparación con el aumento de la irradiancia interceptada, presentándose un punto de máxima potencia producida por el motor.

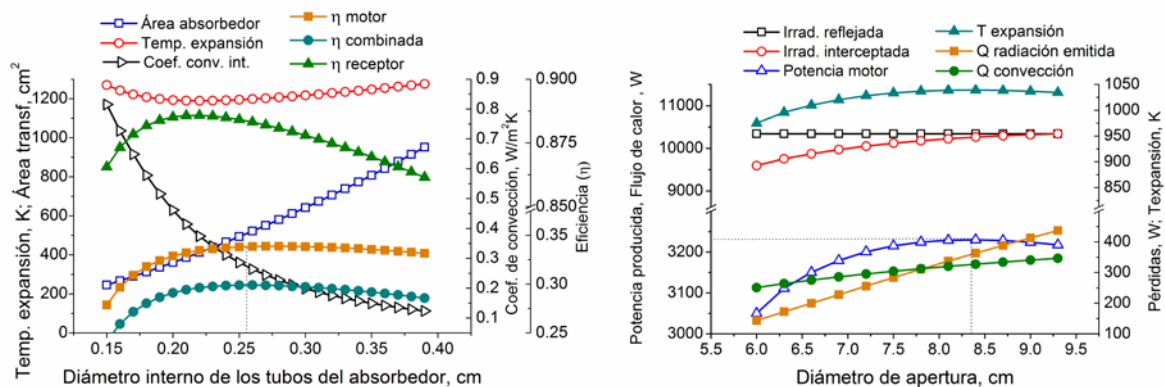


Figura 6: Influencia del diámetro sobre la transferencia calor.

Figura 7: Influencia del diámetro de apertura sobre la capacidad.

Discusión de resultados del enfriador

En la figura 8 se observa que al aumentar el diámetro de los tubos del enfriador manteniendo fija el área frontal del banco de tubos, se reduce el área de flujo para el aire de enfriamiento, lo que incrementa la caída de presión y el coeficiente externo de transferencia de calor por convección. Bajo estas condiciones la potencia eléctrica útil comienza a disminuir de manera considerable para diámetros mayores a 0.28 cm, debido al aumento de la potencia requerida por el ventilador. Por otra parte los puntos de máxima potencia para el motor y para la energía eléctrica útil están ligeramente próximos, esto indica que la transferencia de calor por convección en el interior de los tubos no es una etapa limitante para el logro de altas potencias y eficiencias.

En la figura 9 se observa como la potencia eléctrica útil alcanza un valor máximo antes de que la potencia producida por el motor llegue a su mayor capacidad. Esto sucede debido a que al aumentar el número de columnas del enfriador la altura del banco de tubos se reduce, lo que aumenta la velocidad del aire de enfriamiento, la caída de presión y por consecuencia la potencia requerida por el ventilador. De igual manera al aumentar el número de columnas, se incrementa el coeficiente de convección externo y la capacidad de enfriamiento del motor, reduciendo la temperatura y trabajo de compresión, lo que resulta en una mayor potencia neta del motor. El punto de diseño se elige para la máxima potencia eléctrica.

La potencia requerida por el ventilador es uno de los principales factores que limitan la obtención de una mayor eficiencia global. No obstante, el sistema diseñado para una capacidad de 2.7 kW enfriado por aire logra una eficiencia aceptable.

Comportamiento del sistema

En la figura 10 se observa que al aumentar la irradiancia solar el sistema incrementa su capacidad y eficiencia, no obstante la temperatura de la superficie del absorbedor se eleva en una forma considerable. En la figura 11 se muestra que al aumentar la velocidad del motor, la temperatura del absorbedor disminuye, lo que provoca un aumento de la eficiencia de la cavidad debido a la disminución de las pérdidas térmicas. La eficiencia combinada del sistema presenta un valor máximo de 32%, no obstante a pesar de tener una menor eficiencia se selecciono el punto correspondiente a una temperatura de 957 K, debido que la temperatura de operación es menos severa, evitando utilizar materiales costosos y manteniendo una eficiencia aceptable del sistema.

Con los resultados anteriores se muestra la factibilidad teórica del sistema de generación eléctrica termosolar de disco parabólico y motor Stirling de baja capacidad enfriado por aire. En la tabla 1 se muestra el valor de los parámetros óptimos y condiciones de operación encontrados a través del estudio paramétrico.

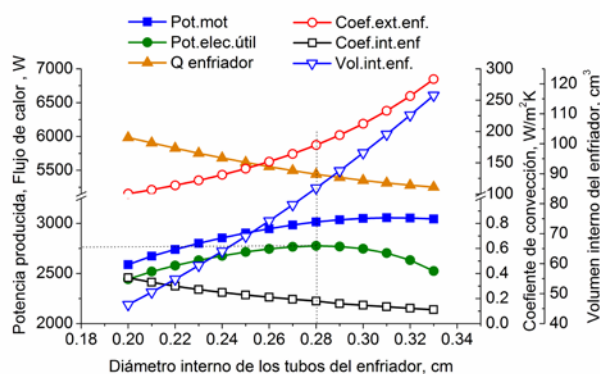


Figura 8: Diámetro de diseño de los tubos del enfriador.

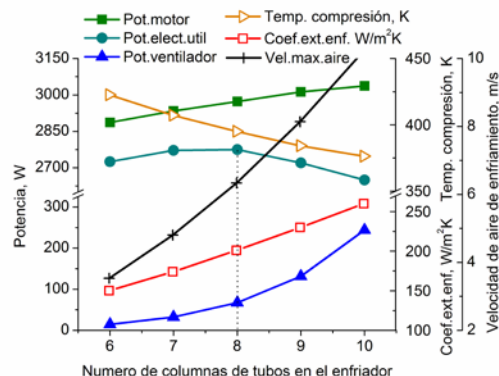


Figura 9: Influencia del número de columnas de tubos del enfriador.

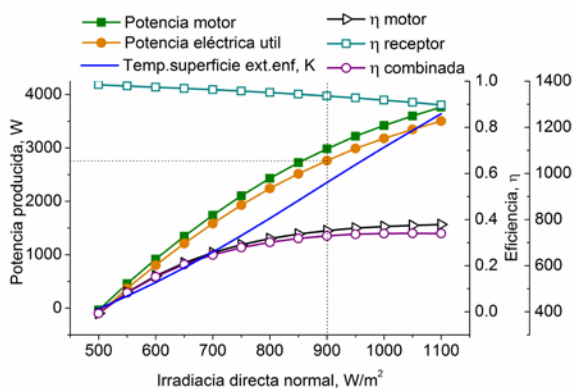


Figura 10: Influencia de la irradiancia solar directa sobre la potencia.

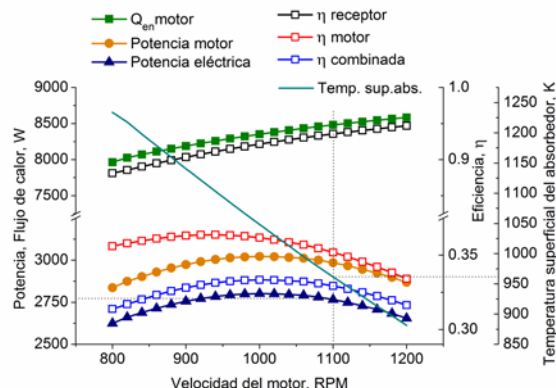


Figura 11. Comportamiento del sistema a diferentes velocidades de rotación.

Concentrador / Receptor					
Φ Concentrador	2.7 m		Φ Cavity	30 cm	
Reflectividad	92%		Φ Apertura	19 cm	
Ángulo de borde	40°		Inclinación cavity	40°	
Factor de intercepción	99%		Espesor del aislante	7 cm	
Material aislante	lana mineral		Conductividad del aislante	0.09 W/m·K	

Condiciones de operación		Absorbedor		Enfriador	
Irradiancia	900 W/m²	No. de tubos	42	Φ interno	25 mm
Velocidad aire amb.	2.3 m/s	Φ Interno	28 mm	Espesor tubo	1.85 mm
T ambiente	312.15 K	Espesor tubo	2.2 mm	Longitud de tubos	120 mm
T expansión	957 K	Longitud de tubos	17 cm	No. de tubos	82
T compresión	390 K	Material	SS 304	Ángulo del arreglo	40°
				Sep. Transversal	110 mm
				Sep. Longitudinal	153 mm
				No. de aletas	23 mm ⁻¹
				Espesor de aletas	0.33 mm
				No. de columnas	8
				Material aleta	aluminio
				Tipo de aleta	herringbone

Regenerador		Motor	
Φ Regenerador	10 cm	Presión media	6.89 Mpa
Longitud	2 cm	Gas de trabajo	Helio
No. De mallas	200	Velocidad motor	1100 rpm
Tamaño de malla	90 hilos-cm	Φ Cilindro	5.24 cm
Espesor del alambre	.032 mm	Carrera	4.4 cm

Tabla 1: Parámetros de diseño del sistema Disco/Stirling.

CONCLUSIONES

Se desarrolló un modelo matemático para la simulación y diseño de un sistema de generación eléctrica termosolar disco/Stirling de 2.7 kW enfriado directamente por aire.

El simulador desarrollado es sencillo y fácil de utilizar como herramienta de diseño y optimización. Los resultados obtenidos por el simulador fueron comparados contra datos experimentales mostrando buena concordancia. El diseño del receptor tiene una gran influencia sobre el flujo de calor y la temperatura que se suministra al motor, por lo que debe ser especificado tomando en cuenta su orientación y geometría. Se encontró que el diseño del enfriador tiene una gran influencia sobre la potencia y eficiencia del sistema, debido a que su máxima capacidad se ve limitada por la potencia requerida por el ventilador. Se diseñó un motor Stirling enfriado directamente por aire, con una eficiencia de 35%. El sistema de generación eléctrica optimizado produce 2.7 kW a una eficiencia global (solar a eléctrica) de 27.6% y una irradiancia de 900 W/m². Estos resultados indican que un

sistema de disco/Stirling de baja capacidad enfriado por aire es potencialmente atractivo para la producción de energía eléctrica bajo el concepto de generación distribuida.

NOMENCLATURA

A	área, m ²
C _p	capacidad calorífica a presión constante, J/kg·K
cr	relación de la mínima área de flujo respecto al área frontal, adim.
C _v	capacidad calorífica a volumen constante, J/kg·K
D	diámetro, m
DT	diferencia de temperatura, K
f	distancia focal, m
fr	factor de fricción, adim.
F _c	fracción del ciclo para el flujo del gas hacia el intercambiador, adim.
Gr	número de Grashof, adim.
h	coeficiente de convección, W/m ² ·K
I _d	irradiancia solar directa, W/m ²
k	conductividad, W/m ² ·K
L	espesor, longitud, m
m	flujo másico, kg/s
n	número de desviaciones estándar consideradas, adim.
N	número de tubos, adim.
NTU	número de unidades de transferencia, adim.
Nu	número de Nusselt, adim
p	distancia del concentrador a la zona focal, m
Pr	número de Prandtl, adim
Q	flujo de calor, W
T	temperatura, K
Re	número de Reynolds, adim
W	potencia, W

Símbolos griegos

α	absorbancia efectiva, adim
ε	emisividad, adim
σ	constante de Stefan-Boltzmann W/m ² ·K ⁴

δ	ángulo subtendido del sol, mrad
σ _{tot}	error total del colector, mrad
η	eficiencia, adim
ρ	reflectividad de la superficie, adim
φ	factor de intercepción, adim.
θ	ángulo de inclinación de la cavidad, grados
υ	velocidad del viento, m/s
ω	ancho de la imagen focal, m
ψ	ángulo de borde del concentrador, grados
Δψ	incremento del ángulo de borde, grados
Γ	fracción capturada del flux, adim

Subíndices

abs	absorbedor
amb	ambiente
ap	apertura
cav	cavidad
comb	combinada (η _{rec} ·η _{mot})
cond	conducción
conv	convección
elec	eléctrica
emit	emitida
en	entra
enf	enfriador, enfriamiento
ext	externa
fe	fluido de enfriamiento
gen	generador
int	interna, interno
mot	motor
nat	natural
rad	radiación
rec	receptor (cavidad)
ref	reflejada
sup	superficie
tot	total
vent	ventilador

AGRADECIMIENTOS

Los autores extienden su agradecimiento a CONACYT a través del proyecto con clave CONAVI-200901-127156 y la beca otorgada para los estudios de doctorado a través del programa de maestría y doctorado en ciencias e ingeniería. De igual manera agradece a François Nepveu las consultas y material bibliográfico proporcionados.

REFERENCIAS

- Chen N. C., Griffin F. P. A Review of Stirling Engine Mathematical Model. Oak Ridge National Laboratory, pp. 9, 1983.
- Diver R. B., Andracka C. E., Scott R. K., Goldberg V., Thomas G., The advanced dish development system project. En Proceedings of Solar Forum 2001: Solar Energy: The Power to Choose (2001, Washington, DC), pp. 6.
- Duffie J. A. y Beckman W. A. *Solar Engineering of Thermal Processes*. 3rd ed. John Wiley & Sons. 2006.
- Hau E. *Wind Turbines, Fundamentals, Technologies, Application, Economics*, 2da edición, Reino Unido: Springer, 2006, pp. 326.
- Kongtragool B., Wongwises Somchai. A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (7): 131-154, 2003. ISSN: 1364-0321.
- Ma Robert Y. Wind Effects on Convective Heat Loss From a Cavity Receiver for a Parabolic Concentrating Solar Collector, Department of Mechanical Engineering, California State Polytechnic University, 1993.
- Martini W. R. Stirling engine design manual, National Aeronautics and Space Administration, Lewis research center, segunda edición, 1983. DOE/NASA/3194-1 NASA CR-168088.
- Nepveu F., Ferriere A., Bataille F. Thermal model of a dish/Stirling systems, *Solar Energy*, (83): 81-89, 2009. ISSN: 0038-092X.
- Parlak N., Wagner A., Elsner M., Soyhan H. S. Thermodynamic analysis of a gamma type Stirling engine in non-ideal adiabatic conditions. *Renewable energy* (34): 266-273. 2009. ISSN: 0960-1481.
- Reza A. T., Zomorodiana A., Akbar A. G. Simulation, construction and testing of a two-cylinder solar Stirling engine powered by a flat-plate solar collector without regenerator. *Renewable energy* (33): 77-87. 2008. ISSN: 0960-1481.
- Sendhil N. K., Reddy K. S. Numerical investigation of natural convection heat loss in modified cavity receiver for fuzzy local solar dish concentrator, *Solar Energy* (81): 846-855. 2007. ISSN: 0038-092X.
- Senft JR., *Ringborn Stirling engines*, 1^{ra} edición. New York. Oxford University Press, 1993.
- Stine, William B., y C. G. McDonald. Cavity Receiver Convective Heat Loss. En International Solar Energy Society, Solar World Congress (1989, Kobe, Japon).
- Stine, William B., Raymond W. Harrigan, *Solar Energy Fundamentals and Design with Computer Applications*. New York. Wiley-Interscience. 1985.
- Thombare D. G., Verma S. K. Technological development in the Stirling cycle engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (12): 1-38. 2008. ISSN: 1364-0321.
- Timoumi Y., Iskander T., Sassi B. N. Design and performance optimization of GPU-3 Stirling engines, *Energy* 33: 1100-1114. 2008. ISSN: 0360-5442
- Urieli I. Y Berchowitz D. *Stirling Cycle Analysis*. Adam Hilger. Bristol. 1984.
- Wang C. C., Fu W. L., Chang C. T., Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers. *Experimental thermal and fluid science* (14): 174-186. 1997. ISSN: 0894-1777

Semblanza de los autores

Ricardo Beltran Chacón. Es ingeniero mecánico por la Facultad de ingeniería de la Universidad Autónoma de Baja California. Actualmente es candidato a doctor en el programa MyDCI de la misma universidad y su trabajo se dirige hacia el desarrollo de tecnologías sustentables para la generación de energía eléctrica, principalmente a través de sistemas con motor Stirling activados térmicamente mediante energía solar.

Nicolás Velázquez Limón. Es Ingeniero Industrial Químico por el Instituto Tecnológico de Los Mochis, Maestro en Ciencias de Ingeniería Química por el Instituto Tecnológico de Celaya y Doctor en Ingeniería Química por la Facultad de Química y Centro de Investigación en Energía de la UNAM. Es investigador y jefe del Centro de Estudios de las Energías Renovables del Instituto de Ingeniería de la UABC. Sus investigaciones son dirigidas al desarrollo de tecnologías sustentables aprovechando las energías renovables, enfocándose principalmente a la aplicación de la energía solar térmica y sistemas avanzados de enfriamiento termosolar en los sectores residencial, comercial e industrial.

Daniel Saucedo Carvajal. Es ingeniero mecánico por el Instituto Tecnológico de Mexicali. Actualmente es candidato a doctor en el programa MyDCI del Instituto de Ingeniería de la UABC. Sus áreas de interés son el desarrollo de ciclos de enfriamiento avanzados, así como el estudio e integración de colectores solares de mediana y alta concentración, para su aplicación en la conservación de alimentos y acondicionamiento de espacios.



SECRETARIA DE ECONOMIA

Uso exclusivo Delegaciones /
Subdelegaciones de la Secretaría de
Economía y Oficinas Regionales del
IMPI
Sello
Folio de entrada
DELEGACION FEDERAL
MEXICALI B.C.
Fecha y hora de recepción
3852 10:28

Uso exclusivo del IMPI

No. de expediente

No. de folio de entrada

Fecha y hora de presentación

☒ Solicitud de Patente
☐ Solicitud de Registro de Modelo de Utilidad

☐ Solicitud de Registro de Diseño Industrial,
especifique cuál:

☐ Modelo
Industrial

☐ Dibujo
Industrial

Antes de llenar la forma lea las consideraciones generales al reverso

I DATOS DEL (DE LOS) SOLICITANTE(S)

El solicitante es el inventor ☐ El solicitante es el causahabiente ☒

1) Nombre (s): **Universidad Autónoma del Estado de Baja California**

2) Nacionalidad (es): Mexicana

3) Domicilio; calle, número, colonia y código postal: Avenida Álvaro Obregón y Julián Carrillo S/N Colonia Nueva C.P. 21100

Población, Estado y País: Mexicali, Baja California, México

4) Teléfono (clave): (686)- 551-9498 5) Fax (clave):

II DATOS DEL (DE LOS) INVENTOR(ES)

6) Nombre (s): **Nicolás Velázquez Limón, Ricardo Beltrán Chacón**

7) Nacionalidad (es): Mexicana

8) Domicilio; calle, número, colonia y código postal: Calle de la Normal y Blvd. Benito Juárez S/N Colonia Insurgentes Este C.P.21280

Población, Estado y País: Mexicali, Baja California, México

9) Teléfono (clave): (686) 566 41 50 10) Fax (clave):

III DATOS DEL (DE LOS) APODERADO (S)

11) Nombre (s): **Dr. Gabriel Estrella Valenzuela, Tomas Rafael Prieto Baumann, Linda Eugenia Arredondo Acosta** 12) R G P:

13) Domicilio; calle, número, colonia y código postal: Calle de la Normal y Blvd. Benito Juárez S/N Colonia Insurgentes Este C.P.21280

Población, Estado y País: Mexicali, Baja California, México 14) Teléfono (clave): (686) 566 41 50 15) Fax (clave):

16) Personas Autorizadas para oír y recibir notificaciones:

17) Denominación o Título de la Invención:

MOTOR DE CICLO STIRLING Y SISTEMA TÉRMICO PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA

18) Fecha de divulgación previa
Día Mes Año

19) Clasificación Internacional uso exclusivo del IMPI

20) Divisional de la solicitud Número Figura jurídica

21) Fecha de presentación
Día Mes Año

22) Prioridad Reclamada:
País Fecha de presentación
Día Mes Año No. de serie

Lista de verificación (uso interno)

No. Hojas	No. Hojas
☐	☐
Comprobante de pago de la tarifa	Documento de cesión de derechos
Descripción y reivindicación (es) de la invención	Constancia de depósito de material biológico
Dibujo (s) en su caso	Documento (s) comprobatorio(s) de divulgación previa

MOTOR DE CICLO STIRLING Y SISTEMA TERMICO PARA LA GENERACION DE ENERGIA ELECTRICA

CAMPO TECNICO

La presente invención se refiere a un motor activado térmicamente que opera en ciclo Stirling y de
5 manera más particular a la utilización de un enfriamiento directo por aire y a la utilización de un
aislante térmico interno para evitar las pérdidas de calor, lo cual contribuye a la reducción del
costo, complejidad y número de equipos necesarios para el funcionamiento del sistema y para
lograr mayores eficiencias. La maquina también puede tener acoplado un generador eléctrico para
convertir la energía mecánica en energía eléctrica. La invención puede ser enfriada indirectamente
10 por un fluido como el agua y acoplarse a un sistema de cogeneración para aprovechar el fluido de
enfriamiento, aumentando considerablemente la eficiencia global.

ANTECEDENTES

El motor Stirling fue inventado y patentado por Robert Stirling [1816] reclamando la utilización de
15 una mejora para reducir el consumo de combustible en maquinaria bajo un principio enteramente
nuevo. Aunque su aplicación llegó a ser popular, fue remplazado por el motor de combustión
interna y el motor eléctrico [Sentf, 1993]. A mediados de 1930 el motor Stirling tuvo un
resurgimiento principalmente pensado para activar generadores para radios en áreas sin acceso a
la red eléctrica, desde entonces se tenido un desarrollo de tecnología Stirling para diversas
20 aplicaciones [Finkelstein, 2001].

En teoría el ciclo Stirling es el dispositivo más eficiente para convertir calor en trabajo mecánico
cuando opera a alta temperatura [Stine y Diver, 1994]. Un motor Stirling es una maquina dentro
del cual un fluido de trabajo pretende realizar los procesos que describe el ciclo Stirling según se
muestra en la figura 1. Idealmente el ciclo Stirling es formado por cuatro procesos distintos, donde
25 dos de ellos implican una transferencia de calor a temperatura constante y los otros dos procesos,
una transferencia de calor a volumen constante. El principio de funcionamiento del motor es el
aprovechamiento del trabajo generado por el gas cuando este se expande a alta temperatura,

posteriormente el gas es enfriado transfiriendo el calor hacia un sumidero de calor. Por tanto de manera general, los únicos requisitos para su funcionamiento son una fuente y un sumidero de calor, por ende, en teoría, cualquier diferencia de temperatura a través de la maquina será convertida en trabajo mecánico. Esta simplicidad de condiciones es una de las singularidades de la máquina para operar empleando diversas fuentes de calor de manera externa. La sencillez del ciclo Stirling demuestra su sencillez de operación al ser capaz de funcionar como bomba de calor cuando se realiza el ciclo en el sentido inverso.

El ciclo teórico se compone según muestra la figura 1 por cuatro distintos procesos, comenzando en el punto arbitrario 1, el gas se expande isotérmicamente hasta el punto (lo cual produce trabajo) 2, luego se enfría a volumen constante hasta llegar al estado 3, en el proceso 3-4 el gas es comprimido a temperatura constante y finalmente en el proceso 4-1 el gas se calienta a volumen constante llegando nuevamente al punto de inicio.

El diagrama temperatura contra entropía mostrado en la figura 2 es posible visualizar la oportunidad de almacenar temporalmente energía térmica en un lecho poroso durante el proceso 2-3, de tal forma que esta energía térmica sea recuperada por el mismo fluido en el proceso de calentamiento posterior 4-1. A este almacenamiento y recuperación de calor se le denomina regeneración y permite disminuir las necesidades de calentamiento y enfriamiento durante la expansión y compresión respectivamente, lo que hace posible aumentar la eficiencia del equipo.

La misma máquina puede operar inversamente y producir enfriamiento. Esto se logra ejerciendo trabajo para hacer mover los pistones y producir un efecto de disminución de la temperatura durante la expansión del gas. La aplicación práctica del ciclo en donde los procesos no son a volumen constante ni isotérmicos, están dentro del alcance de la presente invención y se les puede hacer referencia dentro la presente descripción en la consideración del ciclo ideal sin limitación del alcance de la invención como se reclama.

Actualmente existen distintas tecnologías para convertir la energía solar en energía eléctrica, destaca entre ellas la tecnología Stirling por su máxima eficiencia [Thombare et al, 2008] sin embargo no se han encontrado trabajos sobre motores enfriados directamente por aire, para la generación de energía eléctrica de baja capacidad [Kongtragool, 2003].

Un sistema de generación eléctrica termo solar de disco/Stirling se compone comúnmente por un concentrador solar, un receptor, el motor Stirling y un generador eléctrico. El calentador es colocado dentro de una cavidad para disminuir las pérdidas térmicas por convección y radiación hacia el ambiente. El motor utiliza un fluido de trabajo y tiene al menos dos pistones de simple acción en acoplamiento tipo alfa, un regenerador de mallas metálicas y un disipador de calor compacto del tipo de tubos con aleta ondulada que es enfriado por aire directamente. Una de las ventajas de utilizar enfriamiento directo, es que elimina la necesidad del intercambiador agua/aire y la bomba de agua utilizados en el enfriamiento indirecto convencional, reduciendo el costo del sistema.

La novedad de la patente WO 2010024579 A2 consiste en que tiene acoplado un generador lineal alternativo sobre uno de los cilindros y del pistón del motor, sin embargo su utilización se vuelve impráctica conforme se requiere de una mayor capacidad del motor, debido a las vibraciones generadas por un alternador lineal cada vez mayor. Para evitar estas limitantes en capacidad y poder desarrollar sistemas más estables, con menor vibración en esta invención se propone la utilización de alternadores principalmente del tipo rotativo. Las publicaciones JP 1045972 (A), US 4745749, US 4642988 son similares a la anterior ya que consisten en un motor Stirling de pistón libre que tiene acoplado un generador eléctrico alternativo en vez de uno rotativo lo cual produce las mismas limitantes que la patente anterior.

Las publicaciones US 2009320830 (A1) y DE 19507511 (A1) consisten en un concentrador solar de dos etapas de concentración y la zona de colección y absorción de energía solar se encuentra en el vértice de la primera superficie concentradora, no obstante esta configuración presenta varias desventajas, una de ellas es que al utilizar dos etapas de concentración se pierde una fracción de la energía reflejada en cada superficie debido a que la reflectancia de las superficies reales siempre es menor a la unidad, de manera similar, utilizar dos etapas de concentración aumenta la precisión requerida por el concentrador y por tanto su costo. Tampoco resuelve la disminución de las pérdidas por convección ocurridas en el receptor solar debido a que su posición permite que el aire caliente fluya libremente fuera del receptor y retire calor; mediante la configuración propuesta en esta invención se utiliza una sola etapa de concentración con la finalidad de colocar el calentador dentro de una cavidad cuya apertura de la cavidad se encuentra en la parte inferior,

y de esta manera producir una estratificación del aire caliente dentro de la cavidad y reducir las pérdidas térmicas de radiación emitida, radiación reflejada y convección.

La publicación JP 01151757 consiste de un concentrador solar de disco parabólico con dos etapas de concentración y otras dos etapas de reflexión de la radiación solar que hacen incidir dicha energía sobre el calentador de un motor Stirling que se encuentra dentro de una cavidad donde cuenta además con un sistema de combustión del tipo de lecho fluidizado, sin embargo no resuelve el problema de una alta eficiencia de conversión de energía solar a eléctrica debido a la disminución de la cantidad de energía reflejada en cada una de las etapas de concentración y reflexión, es por esto que la presente invención solo requiere de una etapa de concentración para evitar reducir la cantidad de energía que incide sobre el calentador.

Las publicaciones JP 2009079510 y JP 59096487 consisten en un concentrador de disco parabólico con distancia focal corta y un motor Stirling colocado en un hoyo sobre el vértice de la superficie de concentración, sin embargo no resuelve el problema de las pérdidas por convección descritas en la patente anterior.

La publicación DE 102006061509 A1 consiste de un motor Stirling y un nuevo calentador que puede aprovechar diversas fuentes térmicas y lograr mayores temperaturas y presiones sobre el fluido de trabajo sin embargo no resuelve el problema de utilizar bloques para motores Stirling de bajo costo, debido a que utiliza pistones con cabezas cruzadas que sirven de guía al pistón de expansión y compresión, también utiliza al menos dos sellos entre el gas de trabajo y el espacio que ocupa el gas en el cárter lo que aumenta las pérdidas mecánicas por fricción, y utiliza como medio de enfriamiento agua, lo cual hace necesario una bomba de agua y otro intercambiador de calor adicional para enfriar el agua, haciendo más costoso el sistema. Mediante las partes e intercambiadores de calor presentados en la presente invención no solo se hace posible reutilizar los bloques de motores de combustión interna convencionales para su operación en ciclo Stirling, sino que también permiten la facilidad de ser enfriado por agua o directamente por aire, lo cual reduce la complejidad el número de equipos y el costo del sistema. La patente DE 3535414 consiste de un motor Stirling que tiene las paredes transparentes en el calentador que permiten el paso de la luz y reflejarse en el pistón para calentar directamente el gas; sin embargo de manera similar a la patente anterior, no soluciona el problema de utilizar un mecanismo simple para el motor Stirling y poder construir motores que operen en este ciclo mediante la utilización de los

bloques de motor que utilizan los motores de combustión interna convencionales y además facilitar la integración de un medio de enfriamiento directamente por aire.

La publicación US 2004231329 (A1) y las patentes US 7628017 (B), US 6886339 (B2) constan de un concentrador de canal parabólico con un receptor lineal en la zona focal del concentrador a través

5 del cual provee de energía térmica a un motor térmico, sin embargo no resuelve el problema de reducir las pérdidas térmicas en el receptor solar debido a que se tiene una mayor área expuesta respecto a un concentrador puntual como el disco parabólico y conforme se aumenta la temperatura se producirán mayores pérdidas en comparación si se utiliza un receptor dentro de una cavidad como se describe en la presente invención. De manera similar la publicación CH
10 672368 (A5) utiliza un concentrador de canales parabólicos que pueden proveer la energía térmica a un motor Stirling en conjunto con otras fuentes de energía térmica

La publicaciones JP 6213514 (A) y US 4583520 consisten en un concentrador de disco parabólico con estructuras montadas sobre dos ejes con movimientos para el seguimiento solar; las patentes CH 672368 (A5), US 4586334, US 4335578 consisten de un colector solar con almacenamiento
15 térmico asistido por una fuente de calor auxiliar que suministra energía térmica a través de un fluido a un motor Stirling; sin embargo ninguna de estas patentes resuelve el problema de reducir la complejidad del mecanismo del motor así como sus componentes para lograr un sistema simple, eficiente, confiable y económicamente accesible.

La patente US 5228293 consiste de un sistema para generar energía eléctrica mediante un motor
20 Stirling que puede aprovechar la energía solar o en su defecto utilizar un calentador auxiliar en base a combustibles fósiles o biomasa, sin embargo no resuelve el problema de reducir el número de equipos necesarios para el sistema de enfriamiento debido a que utiliza enfriamiento por agua lo cual hace requerir al menos una bomba de agua y un intercambiador de calor adicional para el enfriamiento del agua en comparación con la alternativa presentada en esta invención la cual
25 realiza el enfriamiento del gas de trabajo directamente mediante un enfriador aire-aire. Las patentes US 6775 982 (B1) y JP 2004332672 consisten de un motor Stirling con un concentrador de tipo fresnel que dirige su energía hacia una fibra óptica y a través de esta se conduce hacia un motor Stirling, sin embargo tampoco resuelve el problema de reducir el número de equipos necesarios para el sistema de enfriamiento debido a que utiliza enfriamiento por agua.

30 La publicación internacional WO 2006027438 consta de colectores solares y disipadores de calor para obtener agua caliente durante el día y agua fría durante la noche respectivamente, que en

combinación con un motor Stirling produce energía eléctrica, sin embargo no resuelve el problema de lograr una alta eficiencia de conversión de energía solar a eléctrica, mediante un mecanismo sencillo de motor y la posibilidad de enfriarlo directamente por aire para reducir el número de equipos necesario por el sistema.

5

DESCRIPCION

Los detalles característicos de esta novedosa maquina se muestran claramente en la siguiente descripción y en los dibujos que se acompañan, así como una ilustración de aquella y siguiendo los
10 mismos signos de referencia para indicar las partes y las figuras mostradas.

BREVE DESCRIPCION DE LAS FIGURAS

- La figura 1 es una grafica presión-volumen del ciclo Stirling.
- La figura 2 es un grafica temperatura-entropía del ciclo Stirling.
- La figura 3 es una vista frontal de la máquina de ciclo Stirling de conformidad con la modalidad
15 de enfriamiento por agua, sin la coraza del enfriador.
- La figura 4 es una vista en perspectiva convencional de la geometría del calentador.
- La figura 5 es una vista lateral de la máquina de ciclo Stirling.
- La figura 6 es una vista en perspectiva convencional del motor Stirling mostrando la cavidad
20 dentro de la cual se encuentra el calentador y también mostrando el enfriador con su respectiva coraza.
- La figura 7 es una vista en perspectiva convencional del ensamble del pistón de expansión con el aislante térmico
- La figura 8 es una vista en perspectiva convencional del despiece con una vista a detalle del interior del domo aislante del pistón.

La figura 9 es una vista en perspectiva convencional del motor con intercambiador de calor para enfriamiento directo aire-aire.

La figura 10 es una vista trasera del motor Stirling en la modalidad de enfriamiento aire-aire, mostrando las bielas de los pistones acopladas al cigüeñal.

5 La figura 11 es una vista lateral del motor en la modalidad de enfriamiento directo por aire, mostrando el detalle del intercambiador de calor aire-aire.

De conformidad con un aspecto de la invención se refiere a un motor de ciclo Stirling como se muestra en la figura 3, que puede componerse por un bloque de motor convencional (1), el cual a su vez tiene, por lo menos, un cilindro y pistón de trabajo (4) y un cilindro y pistón de desplazamiento y/o compresión, ambos convencionales de simple acción. La configuración del acoplamiento de los pistones se establece en configuración alfa. El grado de posición adelantada del pistón de expansión respecto al pistón de compresión está dado por la diferencia angular entre los ejes axiales de los cilindros de compresión y expansión. En este caso particular y sin limitar el beneficio de otro arreglo similar, el ángulo de desfase entre el pistón de expansión y compresión es de noventa grados y se debe a la diferencia entre las inclinaciones de los pistones de compresión y expansión, ya que ambos pistones están acoplados a la misma sección angular del cigüeñal.

La maquina tiene los pistones acoplados mecánicamente a un cigüeñal (3) el cual convierte el movimiento alternativo de los pistones en rotativo. La maquina tiene un fluido de trabajo (calo portador) que se encuentra contenido dentro de los intercambiadores de calor y de las cámaras de compresión y expansión. La maquina cuenta con, al menos dos intercambiadores de calor, un calentador donde se absorbe la energía térmica (solar) y se transfiere al fluido de trabajo y un enfriador donde se remueve la mayor parte de la energía térmica no aprovechada para producir trabajo. Opcionalmente puede incorporar un intercambiador de calor regenerativo (17) acoplado mediante una brida (18) a la brida del enfriador (12) que comprende una matriz con un medio poroso que puede ser conformado por un apilamiento de mallas metálicas.

Incluso conforme a otras modalidades de la invención la maquina, como se muestra en la figura 3, puede también incluir un conector formado por dos placas, la primera (5) para el acoplamiento

con la cámara de compresión y la segunda placa (6) para su acoplamiento con la brida del el enfriador (12) que utiliza una menor cantidad de tubos en comparación a los contenidos dentro del enfriador (14), donde cada tubo tiene un dobles que permite a los tubos de conexión (7-11) incidir perpendicularmente sobre las bridas de conexión con el enfriador y la cámara de compresión.

De conformidad con modalidades alternas de la invención, la forma de los tubos primarios que forman el receptor puede tener dobleces asimétricos en ambos extremos del tubo (figura 4) que faciliten la deformación por expansión térmica. El diseño del receptor solar incluye una unión de los tubos del calentador (20) con un elemento primario que puede ser una placa plana (19), el cual a su vez puede ser unido a un elemento secundario como puede ser un tubo, para servir de conducto distribuidor (21, 24).

Otra de las modalidades de la invención es que el enfriador puede ser enfriado por agua (figura 5) utilizando diversos tipos de intercambiadores, como por ejemplo un enfriador del tipo de tubos (14) y coraza (15). El intercambiador puede tener bafles (13) para aumentar la velocidad del fluido de enfriamiento y también permitir que las conexiones del fluido de enfriamiento (16) queden por la parte posterior del motor y evitar su contacto con la fuente térmica (figura 6).

De conformidad con modalidades alternas de la invención, el calentador puede acoplarse mediante una extensión de cilindro (22) con una brida (23) a la cámara de expansión. El calentador, como se ilustra en la figura 6, es colocado dentro de una cavidad (25) que tiene una tapa removible (27). La figura 7 y 8 muestran el ensamble para acoplar un elemento de material aislante térmicamente con forma de domo hueco (30) con la cabeza del pistón de expansión (28) mediante una pieza intermedia (29). Esta modalidad de la invención utiliza una extensión de cilindro (22) más cortas en comparación si se utilizase un elemento metálico delgado y largo tal como lo describe Walker [1980].

De conformidad con otra modalidad alterna de la invención, la maquina también puede tener acoplado al eje del cigüeñal un dispositivo para el aprovechamiento de la energía mecánica producida, tales como una bomba de agua, o un ventilador, o un arreglo primario para la transmisión de potencia o un generador eléctrico con un sub-sistema de control y

acondicionamiento de la energía eléctrica producida. Así como la utilización de un volante para el almacenamiento de energía cinética y disminuir la variación en la velocidad angular del motor.

De conformidad con otra modalidad alterna de la invención, la maquina también puede ser enfriada directamente por aire. La figura 9 y 10 muestra una variante del motor integrando un regenerador con perfil curvo (31) y un intercambiador de calor aire-aire de tubo (32) con aletas planas continuas tipo herringbone (33). El intercambiador de tubo con aletas puede ser acoplado a la cámara de compresión mediante un distribuidor (26) o también pudiera utilizarse distribuidor hecho mediante tubos (7-11). La figura 11 muestra una vista lateral del motor con enfriador de tubo con aleta en donde se muestra en detalle la aleta continua ondulada.

- 10 De conformidad con esta última modalidad alterna de la invención del enfriamiento directo por aire, se tiene que el diseño del regenerador puede curvarse para conectar (figura 9) el calentador y al enfriador con el ángulo requerido según sean las dimensiones particulares de cada intercambiador de calor. Ya sea que el flujo del fluido calo portador tenga una trayectoria curvada a través del regenerador, o de manera similar pueden curvarse los tubos del calentador (20) o los
- 15 tubos del enfriador (14) para lograr el mismo efecto.

REIVINDICACIONES

Habiendo descrito la invención, reclamamos la protección legal que corresponda a lo que consideramos nuestra propiedad y es presentado en las siguientes cláusulas:

1. Un motor Stirling de los conformados por, al menos, un cilindro y pistón de expansión (2) y
 5 un cilindro y pistón de compresión (4), caracterizado porque comprende:
 - a. Una tapa para el aislamiento térmico (30) de la cabeza del pistón de expansión (2);
 - b. Una pieza conectora (29), que se coloca entre la tapa (30) y la cabeza del pistón de expansión (2);
 - c. Elementos de sujeción que unen y fijan, a la tapa (30), la pieza conectora (29) y la
 10 cabeza del pistón de expansión (30);
 - d. Un disipador de calor enfriador por aire directamente de superficies extendidas conformada por los elementos (32) y (33);
 - e. Al menos un distribuidor de fluido conformado por los elementos (5-1) que une al enfriador de superficies extendidas aire-aire con el cilindro de compresión del motor (4);
 15
 - f. Una primer brida (5) que se une al cilindro de compresión (4) para sostener al tubo curvo pasado (7-11);
 - g. Una segunda brida (6) que se une a una de las bridas del enfriador (12) para sostener el otro extremo del tubo curvo (7-11);
 - 20 h. Un regenerador térmico (17) se provee en el extremo opuesto al tubo curvo del enfriador de superficies extendidas, mediante una tercer brida (18);
 - i. Un calentador que absorbe la energía solar concentrada, se une al regenerador mediante uno de sus tubos de distribución (21) y al cilindro de expansión (4), por medio de su otro tubo de distribución (21);
 - 25 j. Una extensión cilíndrica pasada (22) se fija en el extremo del cilindro de expansión (4);
 - k. Un dispositivo para almacenamiento de energía cinética para reducir las fluctuaciones de la velocidad angular;
 - 30 l. Un dispositivo o máquina para el aprovechamiento de la energía mecánica producida; y

m. Una fuente térmica de energía convencional.

2. El motor de la reivindicación 1, donde el enfriador de superficies extendidas aire-aire puede ser un tubo y aleta, un tubo de calor, placas y la combinación entre ellos.
- 5 3. El motor de la reivindicación 1, donde el distribuidor de fluido es: de un conducto de sección transversal variable para la modalidad de enfriamiento por aire.
4. El motor de las reivindicación 1 caracterizado porque comprende además, una extensión de uno de los tubos distribuidores del calentador (24), para unir al calentador con la extensión cilíndrica del cilindro de expansión (22).
- 10 5. El motor de las reivindicación 1 caracterizado porque comprende además una coraza (15) para el enfriador.
6. El motor de las reivindicaciones anteriores caracterizado además porque comprende una cubierta envolvente (25) para el calentador con una apertura por la cual entra la luz del sol.
- 15 7. El motor de las reivindicaciones anteriores caracterizado además porque el regenerador (17) puede estar conformado por una matriz porosa del tipo de mallas metálicas apiladas.
8. El motor de las reivindicaciones anteriores, donde el dispositivo de almacenamiento de energía cinética puede ser del tipo volante.
9. El motor de las reivindicaciones anteriores, donde el dispositivo para el aprovechamiento de la energía mecánica producida puede ser un generador eléctrico, del tipo alternador, con un sistema de control y/o de acondicionamiento de la energía eléctrica.
- 20 10. Un sistema térmico para la generación de energía eléctrica, caracterizado porque comprende al motor de ciclo Stirling descrito en las reivindicaciones anteriores.

RESUMEN

Maquina de ciclo Stirling compuesta por: un mecanismo de dos pistones de simple acción acoplados a un cigüeñal; un calentador para absorber la energía térmica, un enfriador del gas de trabajo, con dos modalidades, una para ser enfriado por agua y la segunda para ser enfriado por
5 aire; y un regenerador térmico; sin ser este último indispensable. El calentador descrito es de fácil construcción y su diseño permite absorber la expansión térmica provocada por la alta temperatura de operación. Dicho calentador es acoplado a la cámara de expansión mediante un elemento intermedio el cual permite reducir las pérdidas térmicas debidas principalmente a la conducción de calor. Al pistón de expansión le es colocado un aislante térmico que también llena el espacio
10 creado por la extensión del cilindro. La interconexión entre los intercambiadores que componen a la maquina con respecto al bloque del motor implica un mínimo de espacio en el interior de dichas interconexiones, facilita el flujo del gas de trabajo y además permite reducir los esfuerzos producidos por la expansión térmica de los componentes adyacentes.

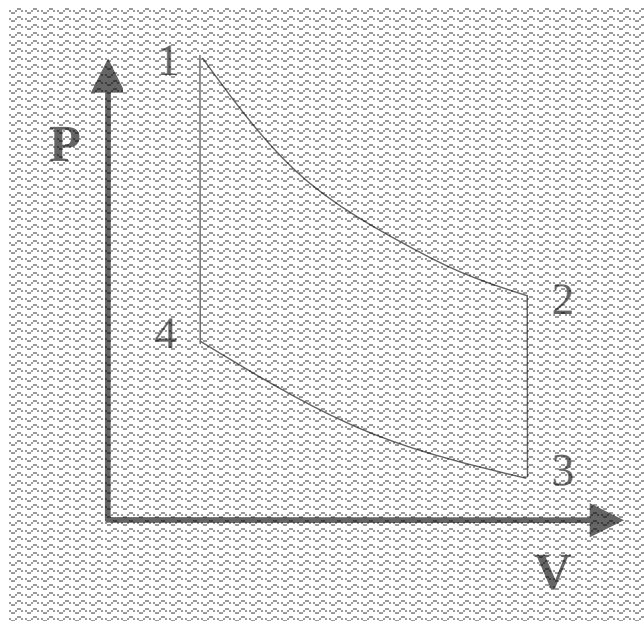


FIG. 1

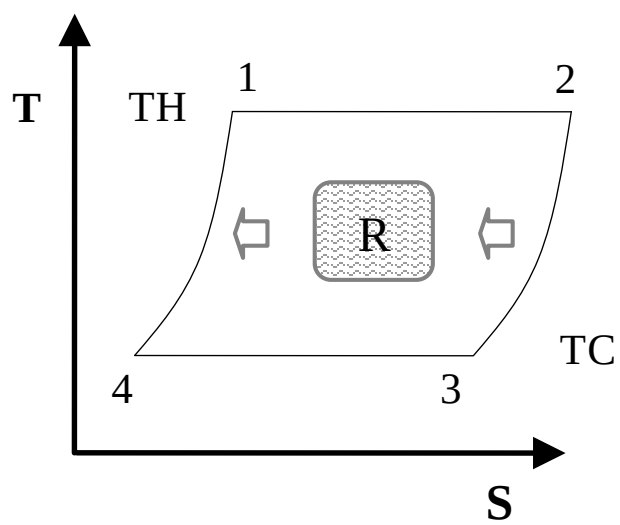


FIG. 2

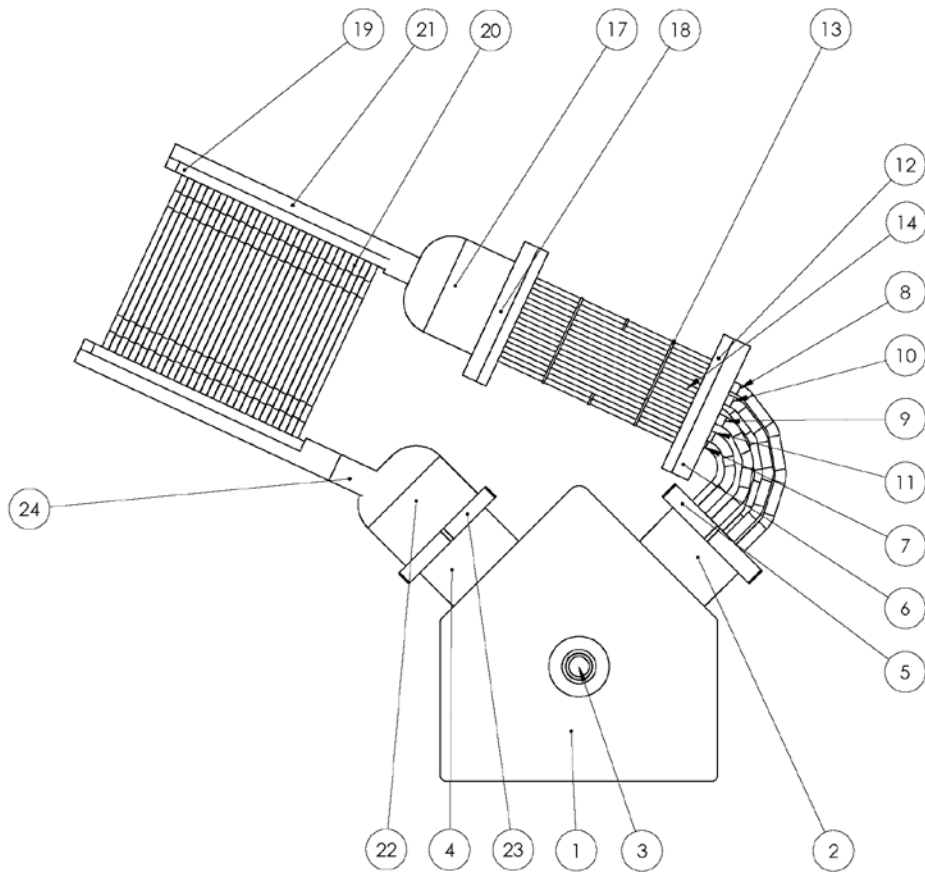


FIG. 3

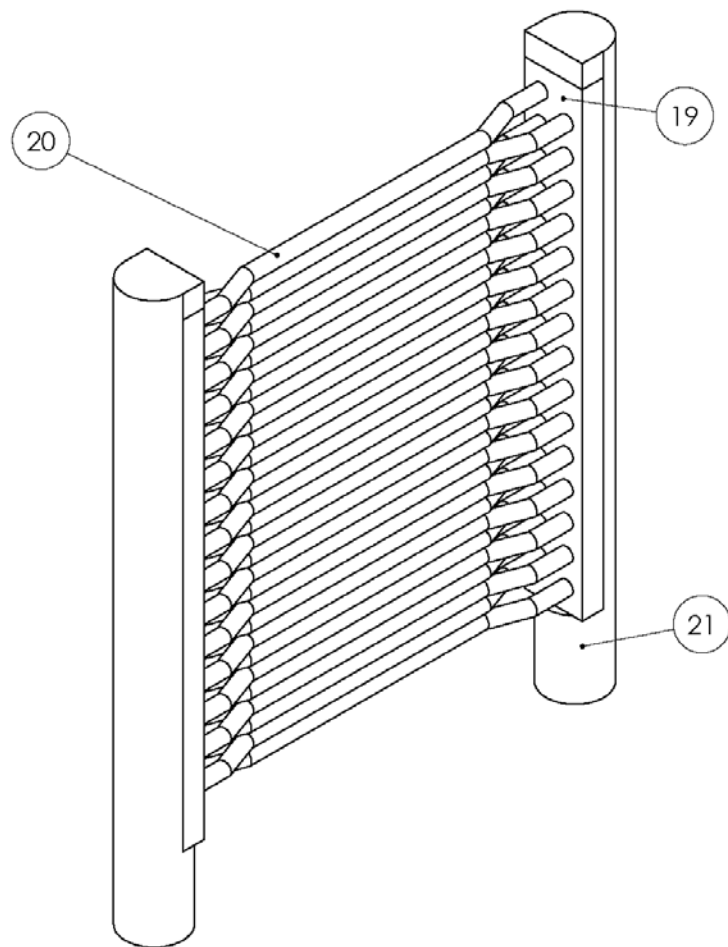


FIG. 4

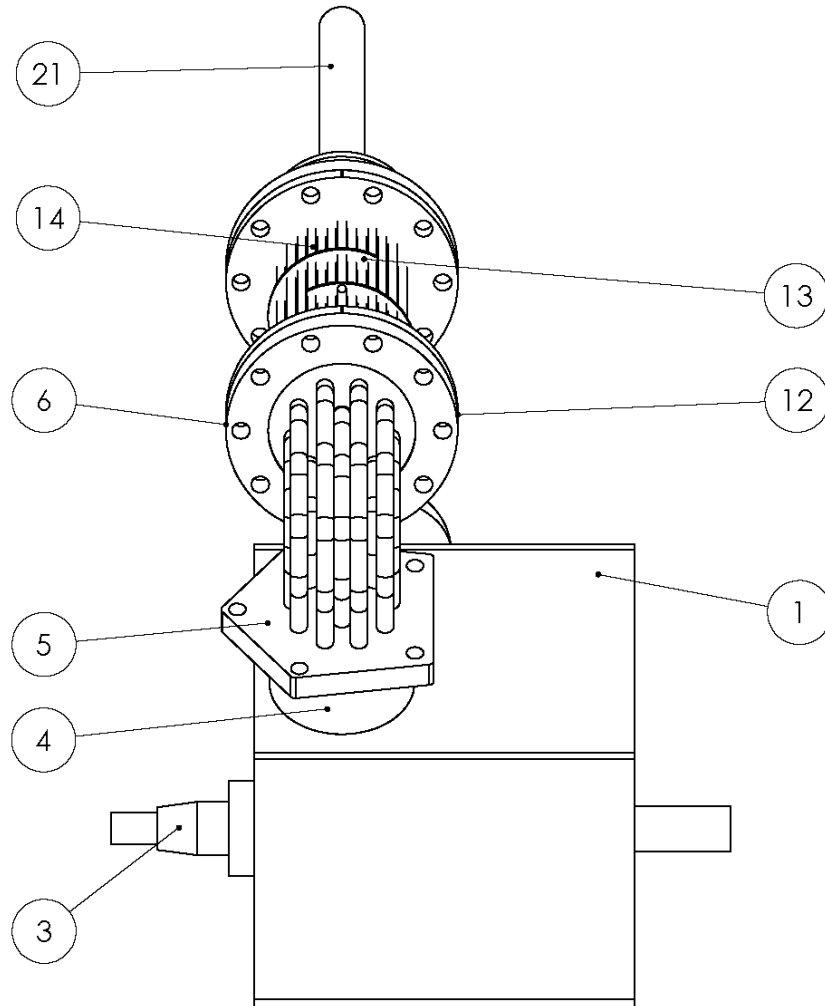


FIG. 5

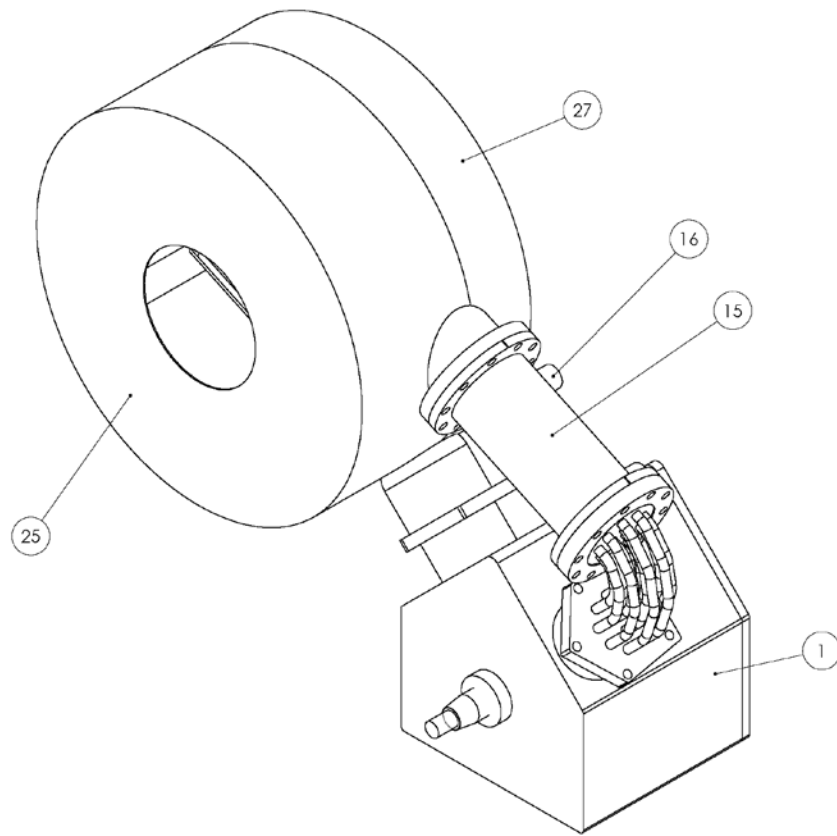


FIG. 6

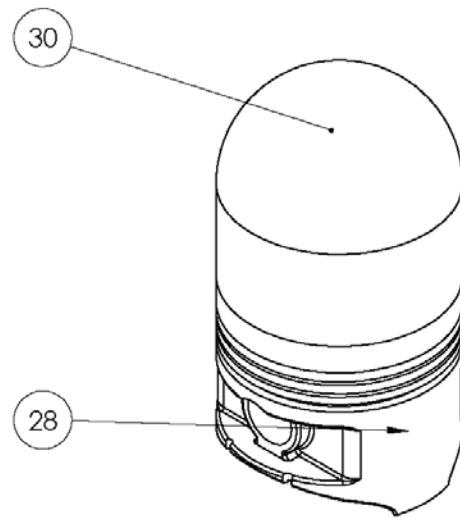


FIG. 7

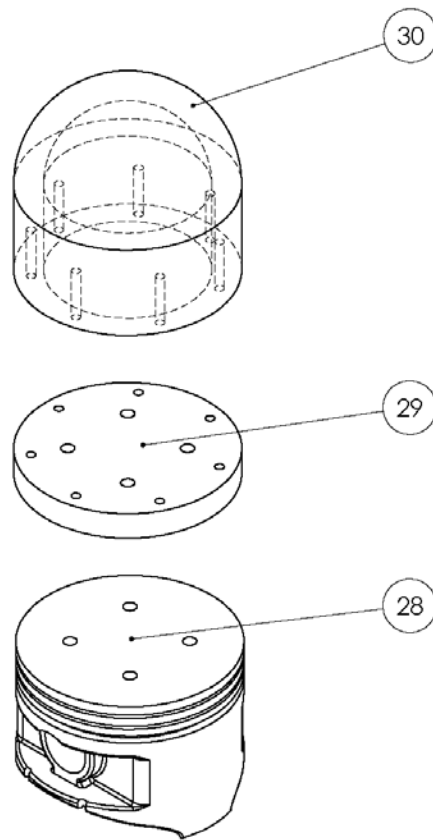


FIG. 8

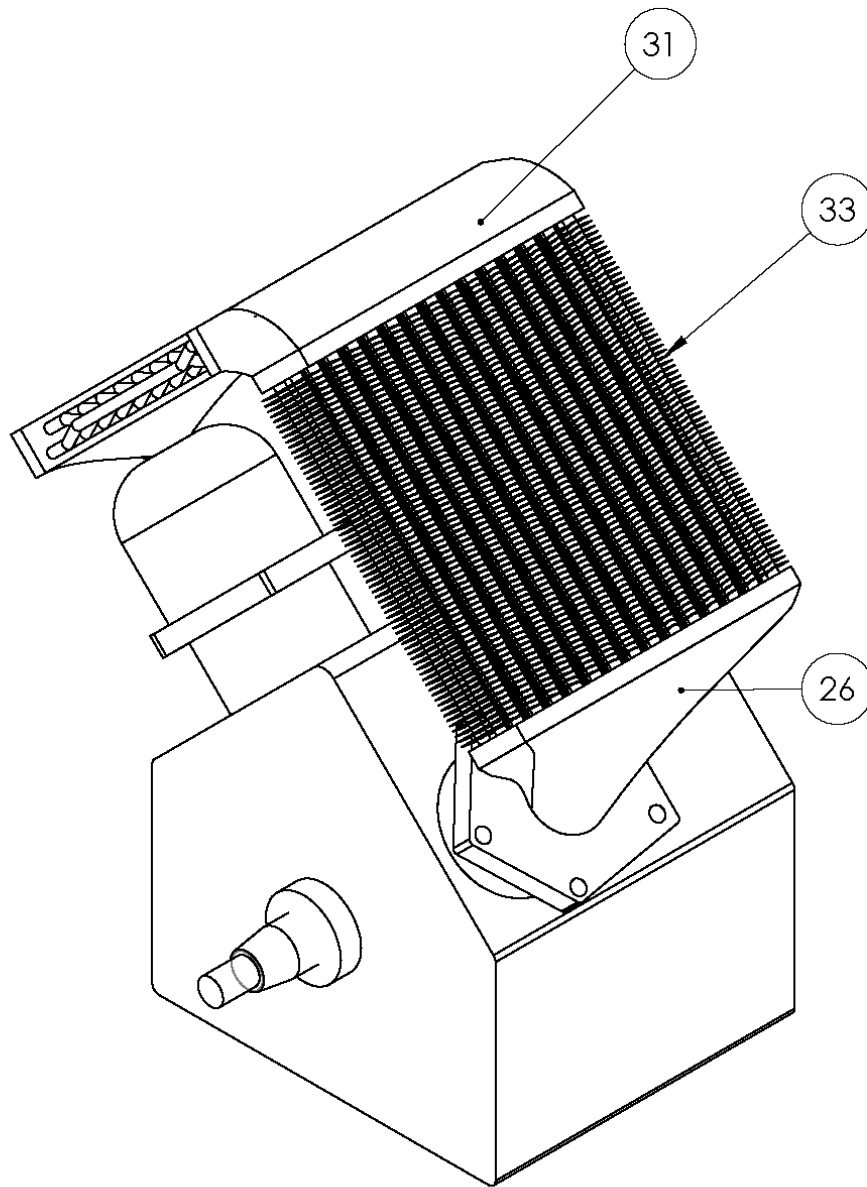


FIG. 9

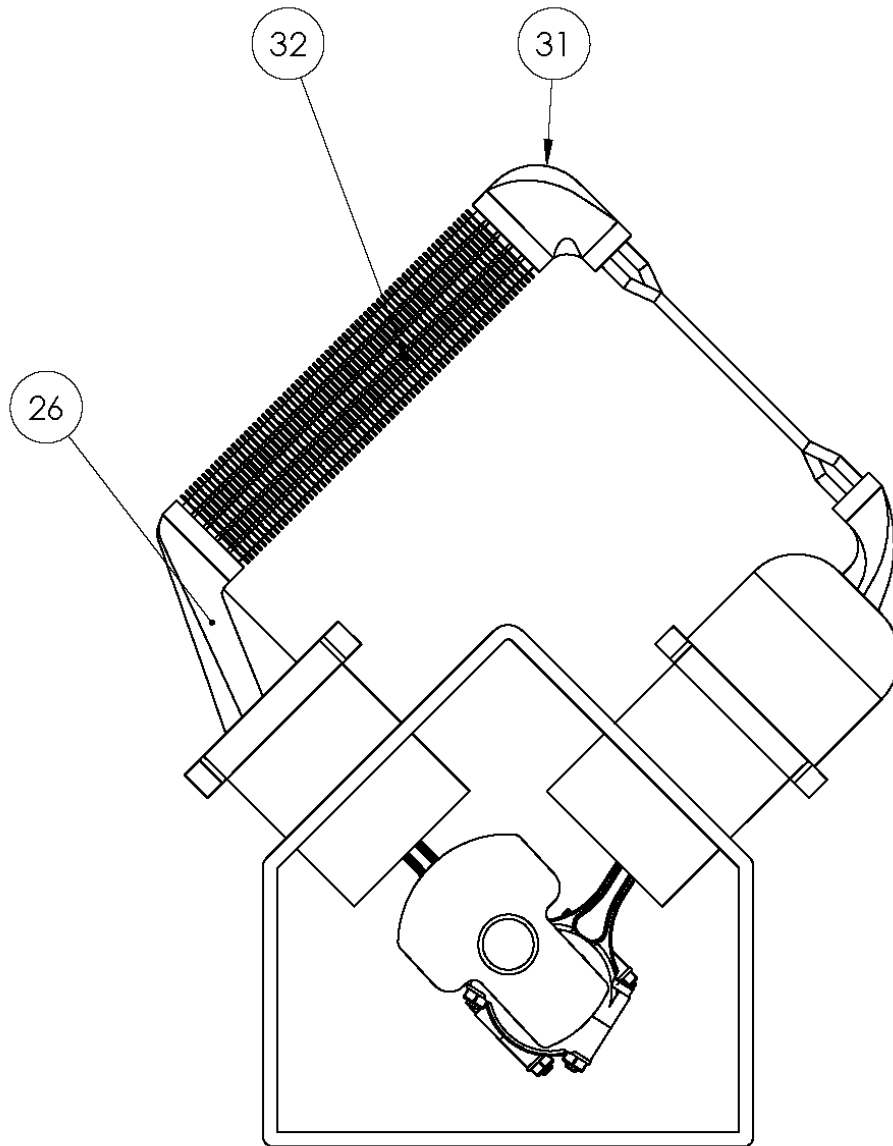


FIG. 10

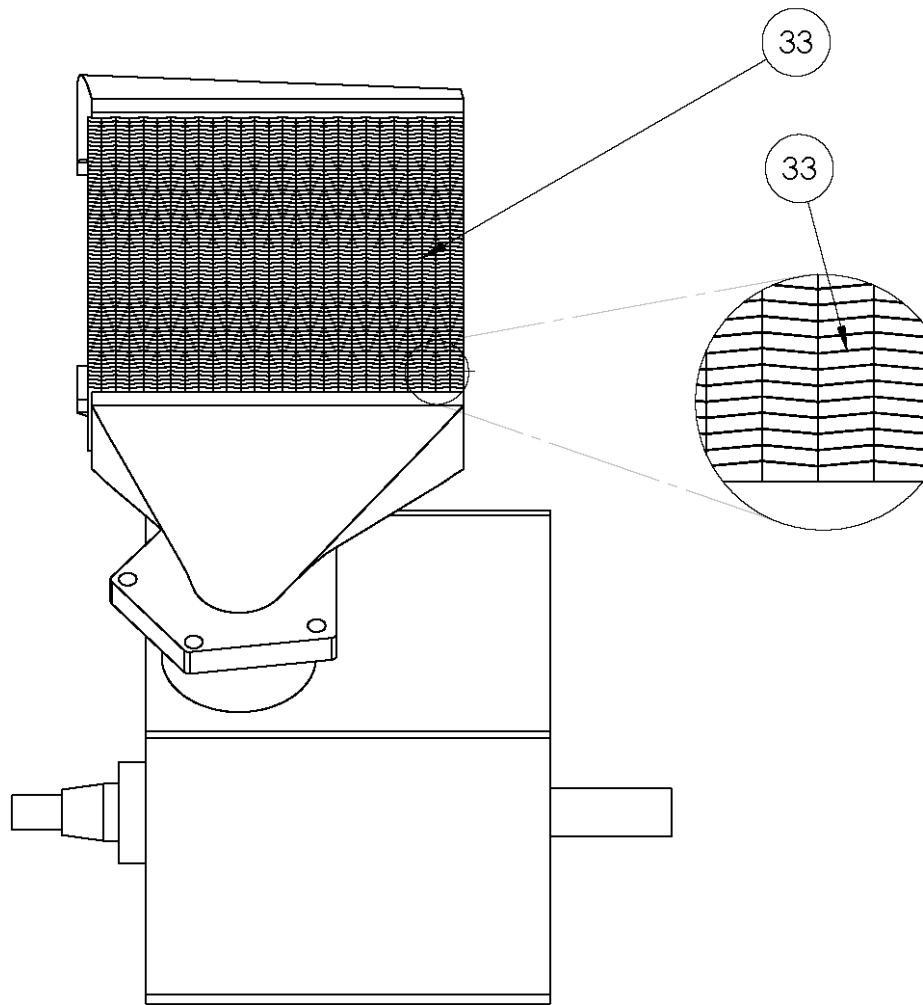


FIG. 11