



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**VICERRECTORADO DE INVESTIGACIÓN, INNOVACIÓN Y
TRANSFERENCIA DE TECNOLOGÍA**

UNIDAD DE GESTIÓN DE POSGRADOS

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

**MAESTRÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES
IV PROMOCIÓN**

**TRABAJO DE TITULACIÓN, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE MAGÍSTER EN ENERGÍAS RENOVABLES**

**TEMA: “IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS DE UN MOTOR
STIRLING TIPO BETA UTILIZANDO UN CONCENTRADOR
SOLAR PARABÓLICO ESFÉRICO”**

AUTOR: VILLARREAL CERDA, DANNY BAYARDO

DIRECTOR: ING. GUASUMBA CODENA, JOSÉ

**SANGOLQUÍ
2016**



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

MAESTRÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES PROMOCIÓN IV

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, ***"IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS DE UN MOTOR STIRLING TIPO BETA UTILIZANDO UN CONCENTRADOR SOLAR PARABÓLICO ESFÉRICO"*** realizado por el Ing. ***DANNY BAYARDO VILLARREAL CERDA***, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar al Ing. ***DANNY BAYARDO VILLARREAL CERDA*** para que lo sustente públicamente.

**ING. JOSÉ GUASUMBA CODENA, MSc.
DIRECTOR**



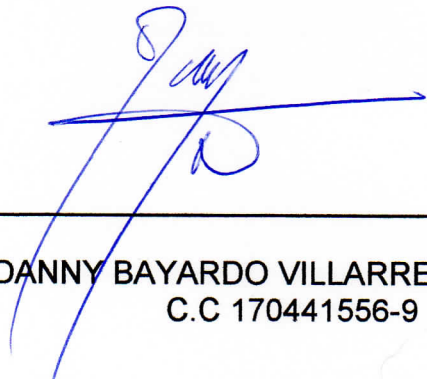
**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

MAESTRÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES PROMOCIÓN IV

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Yo, **DANNY BAYARDO VILLARREAL CERDA**, con cédula de identidad N° 1704415569, declaro que este trabajo de titulación **“IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS DE UN MOTOR STIRLING TIPO BETA UTILIZANDO UN CONCENTRADOR SOLAR PARABÓLICO ESFÉRICO”**, ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaro que este trabajo es de mi autoría, en virtud de ello me declaro responsable del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.



DANNY BAYARDO VILLARREAL CERDA
C.C 170441556-9

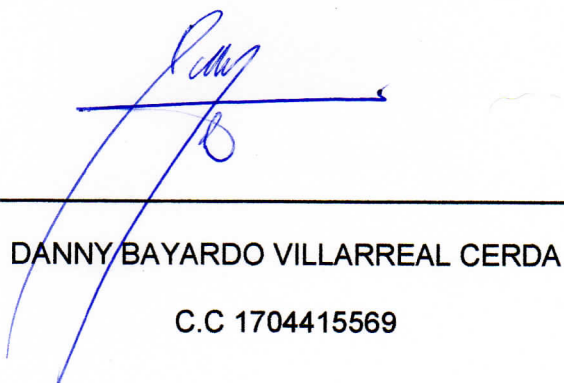


**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

MAESTRÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES PROMOCIÓN IV

AUTORIZACIÓN

Yo, DANNY BAYARDO VILLARREAL CERDA, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, publicar en la Biblioteca Virtual de la Institución, el presente trabajo de titulación **"IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS DE UN MOTOR STIRLING TIPO BETA UTILIZANDO UN CONCENTRADOR SOLAR PARABÓLICO ESFÉRICO"**, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi autoría y responsabilidad.



DANNY BAYARDO VILLARREAL CERDA
C.C 1704415569

DEDICATORIA

A todos los seres Físicos y Espirituales que hicieron posible éste proyecto.

DANNY VILLARREAL

Mayo de 2016

AGRADECIMIENTO

A todos los seres Físicos y Espirituales que hicieron posible éste proyecto.

DANNY VILLARREAL

Mayo de 2016

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN.....	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA.....	v
AGRADECIMIENTO.....	vi
ÍNDICE DE CONTENIDO	vii
ÍNDICE DE TABLAS	xi
ÍNDICE DE FIGURAS	xii
GLOSARIO DE TÉRMINOS.....	xvi
RESUMEN.....	xviii
ABSTRACT.....	xix
CAPÍTULO I	1
1 GENERALIDADES	
1.1 Antecedentes	1
1.2 Definición del problema.....	2
1.3 Objetivos	3
1.3.1 General	3
1.3.2 Específicos.....	3
1.4 Alcance del proyecto.....	4
1.5 Justificación e importancia de la investigación	4
CAPÍTULO II	6
2 MARCO TEÓRICO	
2.1 La energía solar	6
2.1.1 La energía solar directa y concentrada	6
2.1.2 Términos Utilizados en energía solar.	8
2.1.3 Irradiancia media global	9
2.1.4 Geometría Solar.....	11

2.1.5	Método de estimación de la Radiación Solar. (Jutglar, 2004).....	14
2.2	Espejos de concentración	17
2.2.1	Concentradores (Almanza S. & Muñoz G., 1994).....	17
2.3	Propiedades Ópticas de sistemas de concentración. (Wilson, 2009).....	23
2.4	Análisis de transferencia de calor.....	23
2.5	Ciclo Termodinámico Stirling.....	24
2.5.1	Análisis Termodinámico	25
2.6	Tipos de motor Stirling.	29
2.6.1	Por la forma de acoplamiento del cilindro.....	29
2.6.2	Por la forma de acoplamiento del pistón (transmisión)	31
2.7	Conversión de energía térmica en cinética de rotación.	33
CAPITULO III		35
3	APLICACIONES DE LA ENERGÍA SOLAR CONCENTRADA	
3.1	Sistemas de Concentración.....	35
3.2	Concentradores cilíndricos parabólicos.....	36
3.3	Paraboloides de revolución	37
3.4	Heliostatos	39
3.5	Balance Energético de Sistemas de Concentración (Ruiz H., Silva P., & Lillo B., 2009).	39
3.5.1	Pérdidas Geométricas, Ópticas Térmicas en CCP.	39
3.5.2	Balance energético de los RC.....	48
3.5.3	Balance energético del Sistema de Disco Parabólico.....	53
CAPÍTULO IV.....		55
4	DIMENSIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING TIPO β	
4.1	Análisis de la geometría y volumen del paraboloide de revolución..	55
4.1.1	Ecuación de la parábola.....	55
4.1.2	Volumen del paraboloide.....	58
4.2	Pérdidas de energía térmica, coeficiente U global.....	61
4.3	Balance energético del absorbedor y concentrador.....	66
4.3.1	Eficiencia óptica	66

4.3.2	Calor ganado por el absorbedor	66
4.3.3	Calor perdido en la cámara de reacción.....	68
4.3.4	Calor útil.....	69
4.4	Análisis cinemático del sistema biela manivela	69
4.5	Simulación del funcionamiento del motor Stirling.	71
4.5.1	Etapas del movimiento del motor	72
4.5.2	Desplazamiento velocidad y aceleración del émbolo de aluminio ...	73
4.5.3	Desplazamiento velocidad y aceleración del émbolo de grafito.....	75
4.5.4	Energía cinética de los elementos del motor Stirling	77
4.6	Procedimiento de cálculo.	79
CAPÍTULO V		91
5	IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA	
5.1	Estructuras Soporte.	91
5.1.1	Base móvil del Paraboloides de revolución.....	92
5.1.2	Base fija del Motor Stirling.....	95
5.2	Motor Stirling.....	96
5.3	Espejo de Concentración.	104
5.4	Fabricación y montaje de Componentes.	106
CAPÍTULO VI.....		111
6	PRUEBAS DE OPERACIÓN	
6.1	Procedimiento de Pruebas	111
6.1.1	Medición del Tiempo	113
6.1.2	Medición de temperatura y humedad ambiente.....	113
6.1.3	Medición de Irradiancia	115
6.1.4	Medición de la Velocidad del viento	117
6.1.5	Medición de temperatura de cámara de reacción y aletas de enfriamiento	118
6.1.6	Medición de la velocidad angular del Motor Stirling.....	120
6.1.7	Implementación de sensores.....	120
6.1.8	Protocolo experimental del sistema Motor Stirling y Concentrador Solar	122

6.2	Toma de datos	123
6.3	Análisis de Resultados	124
CAPÍTULO VII.....		132
7	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
7.1	Conclusiones	132
7.2	Recomendaciones	133
8	BIBLIOGRAFÍA	135

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Componentes del motor Stirling Tipo β	101
Tabla 2 Datos ensayo E2-2	123
Tabla 3 Datos ensayo E2-2 Coeficiente global de transferencia de calor..	130

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Crecimiento Acumulado Global de la Energía Solar Térmica.....	2
Figura 2. Irradiancia espectral solar ($P\lambda$) para diferentes masas de aire.....	6
Figura 3. Relaciones Sol – Tierra.....	8
Figura 4. Distribución espectral de la luz solar (AM2) directa y difusa	9
Figura 5. Irradiancia media global sobre un plano horizontal (las líneas de isoflujo están expresadas en Wm^{-2}).....	11
Figura 6. Definición de la altura solar, β , acimut, α y zenit, z	12
Figura 7. Angulo de declinación.....	13
Figura 8. Latitud local y plano inclinado	13
Figura 9. Cielo Isótropo y concentrador solar.....	18
Figura 10. Reflector parabólico y absorbedor cilíndrico	19
Figura 11 Concentración en Canal Parabólico o Disco parabólico.....	22
Figura 12 Ciclo Stirling.....	26
Figura 13 Ejecución del ciclo Stirling	27
Figura 14 Configuración alfa.....	29
Figura 15 Configuración beta.....	30
Figura 16 Configuración gamma.....	31
Figura 17 Transmisión romboidal.....	32
Figura 18 Stirling de placa oscilante	32
Figura 19. Algunas configuraciones de Motores Stirling de pistón libre	33
Figura 20. Cilindro de expansión térmica y manivela	34
Figura 21. Colector cilindro parabólico.....	36
Figura 22 Sistemas de seguimiento de un sistema colector solar – generador Stirling Ripasso Energy.....	37
Figura 23. Análisis de ángulos para una geometría parabólica.....	38
Figura 24. La PS10 primera planta solar térmica de torre a escala mundial de uso comercial.....	39
Figura 25. Pérdidas geométricas por sombra, en perfil y en planta.....	40
Figura 26. Pérdidas geométricas por no intercepción.	41

Figura 27. Resumen de pérdidas ópticas en un CP.....	42
Figura 28. Pérdidas térmicas.....	44
Figura 29. Balance energético de un canal parabólico (conversión de energía radiante en energía térmica).....	47
Figura 30. Central solar térmica de torre central.....	48
Figura 31. Sombras y bloqueos entre heliostatos próximos.....	50
Figura 32. Pérdidas geométricas en un campo de helióstatos (factor coseno).....	50
Figura 33. Balance energético de una CETS de receptor central.....	53
Figura 34. Balance energético de un sistema Eurodish.....	54
Figura 35. Parábola con eje focal el eje z.....	55
Figura 36. Región formada por el cilindro y el paraboloides.....	58
Figura 37. Paraboloides de revolución.....	58
Figura 38. Superficie de revolución de tipo parabólico esférico.....	60
Figura 39. Cilindro de la cámara de reacción.....	62
Figura 40. Cámara de reacción.....	62
Figura 41. Similitud entre la velocidad tangencial y de expansión.....	63
Figura 42. Balance de energía del motor Stirling.....	67
Figura 43. Mecanismo biela - manivela.....	69
Figura 44. Posición del émbolo en el punto muerto superior en corte.....	72
Figura 45. Posición del émbolo en el punto muerto inferior.....	72
Figura 46. Rotación de la carcasa del Stirling.....	72
Figura 47. Volante de inercia del Motor.....	73
Figura 48. Desplazamiento del embolo de aluminio.....	73
Figura 49. Velocidad del embolo de aluminio.....	74
Figura 50. Aceleración del embolo de aluminio.....	74
Figura 51. Desplazamiento del pistón de grafito.....	75
Figura 52. Velocidad del pistón de grafito.....	76
Figura 53. Aceleración del pistón de grafito.....	76
Figura 54. Energía Cinética - Volante de Inercia Aluminio.....	77
Figura 55. Energía Cinética - Cigüeñal.....	78
Figura 56. Energía Cinética - Pistón Aluminio.....	78

Figura 57. Energía Cinética - Pistón Grafito.....	79
Figura 58. Anclaje Stirling - Plato.....	91
Figura 59. Soporte Stirling y Plato	92
Figura 60. Base del Paraboloide, Eje de rotación	93
Figura 61. Base móvil del Paraboloide, Vista Frontal.....	93
Figura 62. Base móvil del Paraboloide, Isometría.....	94
Figura 63. Movimiento horizontal y vertical de las Bases.....	94
Figura 64. Vista Frontal de la Base fija	95
Figura 65. Base fija de Motor Stirling, en Isometría.....	95
Figura 66. Base fija del Paraboloide, Componentes	96
Figura 67. Esquema Mecanismo Biela Manivela	97
Figura 68. Motor Stirling, Isometría.....	98
Figura 69. Motor Stirling, Vista Frontal.....	99
Figura 70. Motor Stirling, Vista Superior	99
Figura 71. Motor Stirling, en Corte	100
Figura 72. Motor Stirling, con sus respectivas partes.....	102
Figura 73. Espejo de Concentración de forma parabólica, Vista Lateral	105
Figura 74. Espejo de Concentración de forma parabólica, Isometría	105
Figura 75. Corte CNC Láser de los componentes de la base	106
Figura 76. Ensamblaje de Componentes del Sistema de Concentración Explotada.....	107
Figura 77. Motor Stirling tipo Beta y concentrador	108
Figura 78. Base de rotación del motor Stirling	109
Figura 79. Implementación de sensores y controladores	110
Figura 80. Arduino Mega 2560	112
Figura 81. Circuito Procesador ATmega 2560	112
Figura 82. Interfaces del micro-controlador.....	113
Figura 83. Reloj RTC-DS1307	113
Figura 84. Sensor de Humedad Relativa DHT-11	114
Figura 85. Sensor de temperatura LM35	115
Figura 86. Piranómetro Apogee SP-212	116
Figura 87. Numeración Piranómetro Apogee SP-212	116

Figura 88. Verificación de exactitud Piranómetro SP-212	117
Figura 89. Anemómetro de cucharas	118
Figura 90. Termocupla tipo K.....	119
Figura 91. Diagrama de bloques - Circuito acondicionador Max 6675	119
Figura 92. Diagrama de bloques - Sensor A3144	120
Figura 93. Tarjeta de sensores	121
Figura 94. Temperatura del Motor Stirling.....	125
Figura 95. Irradiancia Solar.....	126
Figura 96. Velocidad del Aire	127
Figura 97. Velocidad de Rotación en función de la Irradiancia Solar	128
Figura 98. Temperatura de cámara reacción e Irradiancia Solar.....	128
Figura 99. Eficiencia Instantánea vs $U \cdot (T_h - T_a)/I_d$	131

GLOSARIO DE TÉRMINOS

A_a	Área de apertura;
A_r	Área del receptor;
D	Diámetro
I	Irradiancia solar, en W/m^2
$h_{c,CR-a}$	Coefficiente de convección desde la cámara de reacción hacia el ambiente, en $W/m^2\text{°C}$
$h_{c,F-a}$	Coefficiente de convección desde la aleta hacia el ambiente, en $W/m^2\text{°C}$
h_e	Coefficiente de convección externo, en $W/m^2\text{°C}$
h_i	Coefficiente de convección interno, en $W/m^2\text{°C}$
$h_{r,F-a}$	Coefficiente de radiación desde la aleta hacia el ambiente, en $W/m^2\text{°C}$
k_a	Conductividad térmica del acero, en $W/m\text{°C}$
Q_{abs}	Calor recibido por el absorbedor, en W
$Q_{c,CR-a}$	Calor perdido por convección desde la cámara de reacción hacia el ambiente, en W
Q_p	Calor perdido por el receptor, en W
$Q_{r,CR-a}$	Calor perdido por radiación desde la cámara de reacción hacia el ambiente, en W
Q_u	Calor útil, en W
T_a	Temperatura del aire ambiente, en °C ;
T_c	Temperatura de aletas, en °C ;
T_h	Temperatura del absorbedor, en °C ;
T_i	Temperatura interior de cámara, en °C
T_o	Temperatura exterior, en °C
U	Coefficiente global de transferencia de calor, en $W/m^2\text{°C}$
V_a	Velocidad del aire, en m/s
v_a	Volumen del aire, en m^3

α	Absortancia del absorbedor, ángulo formado por el meridiano sur y la proyección de la línea Tierra – Sol
β	Coefficiente de Expansión Volumétrica, ángulo formado por la línea del Sol al centro de la Tierra y la tangente a la superficie terrestre.
δ_{ai}	Densidad del aire interno, en Kg/m^3
ε	Emisividad del absorbedor
η_0	Eficiencia óptica
ρ	Reflectividad
ω	Velocidad angular, en rad/s

RESUMEN

La presente investigación está relacionada con la implementación y pruebas de un motor Stirling tipo Beta que utiliza radiación concentrada por un espejo parabólico esférico, que le suministra a la cámara de reacción un calor útil de $74.52 W_t$, al incidir una irradiancia de $975.34 W/m^2$. El reflector y absorbedor tienen una razón de concentración de $289 soles$, con lo que se alcanza una temperatura focal de $204.63 ^\circ C$. Las pérdidas en el sistema son de $110.2 W_t$ y la eficiencia energética promedio de 48.8% . Al realizar la simulación mediante un programa informático se ha determinado que el desplazamiento del pistón de aluminio es de $18 mm$ y el de grafito $5 mm$. En el análisis cinemático la velocidad máxima alcanza $0.5 m/s$, al atravesar por el punto medio de la carrera, en un tiempo de simulación de $59 s$, la aceleración máxima es de $24 m/s^2$ y desaceleración de $28 m/s^2$, en los extremos del recorrido. Esta tecnología puede ser aplicada para la generación de electricidad con capacidades de hasta $40 kW_e$ y eficiencias del sistema Stirling - Concentrador y generador que alcanzan el 17% . En un futuro, utilizando técnicas de concentración más adecuadas y nano materiales, se espera alcanzar rendimientos de conversión de la radiación solar en electricidad en rango del 27% al 32% , sin emisión de sustancias contaminantes.

PALABRAS CLAVE:

- MOTOR STIRLING TIPO BETA
- ESPEJO PARABÓLICO ESFÉRICO
- IRRADIANCIA SOLAR
- EFICIENCIA ENERGÉTICA

ABSTRACT

The present investigation is related to the implementation and testing of a Type Beta Stirling Engine that uses concentrated radiation from a spherical parabolic mirror, which supplies a useful heat of $74.52 W_{th}$ to the reaction chamber, at an incident irradiance of $975.34 W/m^2$. The reflector and absorber have a concentration rate of $289 suns$, which reaches a focal temperature of $204.63 ^\circ C$. The system losses are of $110.2 W_{th}$ and the average energy efficiency of 48.8% . When performing the simulation using a computer program it has been determined that the aluminum piston stroke is of $18 mm$ and the graphite piston stroke is $5 mm$. In the kinematic analysis the maximum speed reaches $0.5 m/s$, when crossing through the midpoint of the stroke, in a $59 s$ simulation time. The maximum acceleration is $24 m/s^2$ and deceleration of $28 m/s^2$, at the dead centers. This technology can be applied to electricity generation with up to $40 kW_e$ capacity, and a Stirling - Concentrator - generator system efficiency of 17% . In a future, with the use of nano materials and more appropriate concentration techniques, yields in the range of 27% to 32% , in the conversion of solar radiation into electricity, without pollutants emissions, are expected.

KEY WORDS:

- TYPE BETA STIRLING ENGINE
- PARABOLIC MIRROR
- SOLAR IRRADIANCE
- ENERGY EFFICIENCY

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1 Antecedentes

En los últimos 20 años, el uso de la radiación solar concentrada para aplicaciones de media y alta temperatura ha evolucionado la tecnología de generación eléctrica utilizando concentradores parabólicos y motores Stirling de hasta 40 *kWe* refrigerados con helio, nitrógeno o aire. Existen algunas aplicaciones prácticas en la plataforma solar de Almería en España; Nuevo México, Arizona y Utah, Estados Unidos de Norte América (NREL, 2015). Sin embargo, en el ámbito latinoamericano solo se han desarrollado pequeñas instalaciones a nivel experimental. La importancia de ésta tecnología energética radica en que se pueden alcanzar rendimientos del 17%, y de acuerdo a los últimos avances se estima se alcanzará eficiencias del 32% (González, 2012) en la conversión de la energía solar térmica en electricidad, superando a la generación fotovoltaica que alcanza el 8% (IEA, 2014) en mega-centrales eléctricas. Se considera que esta tecnología tiene viabilidad de aplicación para zonas donde la irradiancia solar sobrepase los 600 w/m^2 , tenga poca nubosidad, reducida contaminación ambiental y en lo posible zonas libres de polvo atmosférico. Para el caso de Ecuador, en el futuro se podrían implementar centrales solares térmicas en las provincias de Pichincha, Santa Elena, Azuay y Galápagos. A partir del año 2010, se

puede observar un incremento en las aplicaciones de energía solar térmica de acuerdo con la IEA.

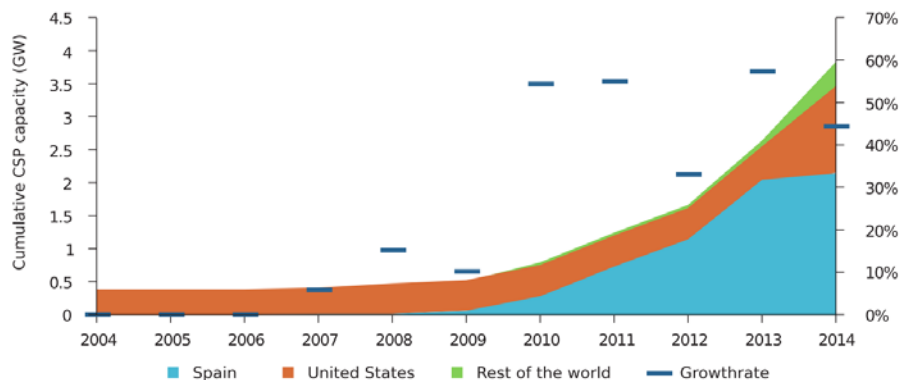


Figura 1. Crecimiento Acumulado Global de la Energía Solar Térmica

Fuente: (IEA, 2014)

1.2 Definición del problema

Al concentrar la radiación solar en un eje focal se presentan dos inconvenientes, el foco real es distinto del foco teórico. Además, el espectro de radiación concentrada tiene un tamaño limitado debido al ángulo de incidencia de la luz que es de 16 minutos o 0.267° (Duffie & Beckman, 2013), esto implica la necesidad de tener dispositivos de seguimiento en dos o tres ejes para lograr una adecuada concentración de la radiación en el punto focal. Otro de los problemas que se presentan en los sistemas de concentración, consiste en que la velocidad de desplazamiento de émbolo tiende al estancamiento cuando la diferencia de temperatura entre el foco frío y caliente disminuye notablemente por almacenamiento térmico o disminución de la radiación incidente en el reflector.

La cada vez más cercana desaparición de los combustibles fósiles, y en general de los recursos que los seres humanos utilizan para su supervivencia, sumado a una creciente tendencia al uso de productos agrícolas, anteriormente exclusivos para consumo humano, ahora destinados a la elaboración de bio – combustibles , con la consiguiente destrucción de ecosistemas a favor de tierra de cultivo (da Silva & da Silva,

2011), y a un incremento en el precio de alimentos relacionados con este tipo de combustibles (Thran & Gawor, 2012), obliga a que sea necesario un uso cada vez más eficiente de la energía, y también a la obtención de la misma a través del aprovechamiento de fuentes renovables y que no afecten la provisión de alimentos. Es por esto que se cree necesario un mejor entendimiento de la forma en que la energía se transforma.

Se pretende conocer mejor la manera en que la energía solar, se transmite, se concentra, y se transforma en energía mecánica, para su mejor aprovechamiento y utilización.

Con el desarrollo de esta investigación, se realiza una aplicación de la energía solar concentrada para mover un Motor Stirling tipo Beta, que se encuentra ensamblado en el eje focal. La radiación concentrada proviene de un espejo parabólico, la misma que incide en la carcasa metálica de un cilindro de acero donde la luz se convierte en energía térmica. Además, se determina el aporte energético en el foco de calor, considerando las diferentes pérdidas ópticas y térmicas que se hallan presentes en este tipo de tecnologías.

1.3 Objetivos

1.3.1 General

Realizar la investigación experimental sobre el funcionamiento de un motor Stirling tipo beta con radiación solar concentrada con un espejo parabólico esférico a fin de determinar sus parámetros energéticos.

1.3.2 Específicos

- Analizar la radiación solar directa que es concentrada por un espejo parabólico sobre un foco difuso y puntual.

- Realizar el dimensionamiento del motor Stirling Tipo beta y su implementación utilizando un Concentrador Solar de forma parabólica.
- Determinar los parámetros energéticos del sistema de captación de la energía solar.
- Caracterizar las principales variables de funcionamiento del motor Stirling y del reflector de forma parabólica.

1.4 Alcance del proyecto

En la presente investigación se realiza el estudio de la radiación solar mediante el uso de un piranómetro de Silicio, el dimensionamiento y desarrollo experimental del motor Stirling tipo Beta con sistema de concentración de la radiación solar mediante espejo parabólico. A continuación se realizan las pruebas de funcionamiento del sistema y el análisis de resultados.

1.5 Justificación e importancia de la investigación

El Ecuador está localizado dentro de la latitud Norte $\phi + 2^\circ$ y Sur $\phi - 5^\circ$. Esta situación permite que la radiación solar incidente tenga ángulos de inclinación cercanos a los 90° . En el mes de Junio el Sol se desplaza 23.45° hacia el Norte y en Diciembre 23.45° hacia el Sur. Esto da posibilidades, al desarrollo de la energía solar térmica en zonas cercanas a la Línea Ecuatorial. Por otra parte, en el caso de la Sierra, existen lugares donde la radiación solar sobre superficie horizontal, es superior a la media Mundial de 1000 W/m^2 . Sin embargo, es necesario indicar que la presencia de nubosidad afectaría de alguna manera las horas de funcionamiento de los sistemas de concentración. Con estas consideraciones y tomando en cuenta que en el País se propone el cambio de la Matriz Energética Nacional,

debido a la caída de los ingresos petroleros y reducción de las reservas de combustibles fósiles. Las alternativas a seguir se sustentan en el desarrollo de investigaciones que permitan el aprovechamiento de la energía solar térmica, de media, baja y alta temperatura. En el aspecto económico es necesaria la reducción de costos en la implementación de recursos tecnológicos alternativos y en la parte ambiental los nuevos sistemas energéticos deben ser compatibles con el ambiente. Con el desarrollo de este proyecto se propone fortalecer los conceptos matemáticos y técnicos sobre el uso del Motor Stirling con sistemas de concentración.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 La energía solar

2.1.1 La energía solar directa y concentrada

La energía solar se disipa sobre la superficie terrestre en sus componentes global y directa. La primera consiste en un tipo de radiación que proviene de las nubes o de la bóveda celeste y es de característica dispersa puede emitir a la temperatura de cielo que es la diferencia entre la temperatura ambiente menos 6 °C. Esta irradiancia tiene longitud de onda larga superior a 3 μm , comparada con la irradiancia directa es de menor valor. Por otra parte, la irradiación directa, es aquella que proviene desde el Sol y atraviesa la atmosfera sin disminuir su intensidad, y la longitud de onda de esta radiación es de 0.3 a 3 μm (Duffie & Beckman, 2013).

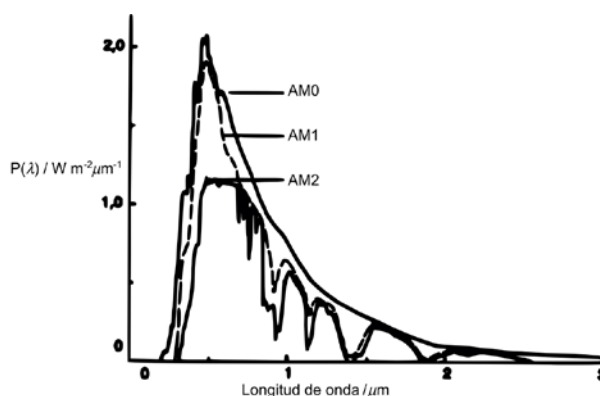


Figura 2. Irradiancia espectral solar ($P(\lambda)$) para diferentes masas de aire.

Fuente: (Duffie & Beckman, 2013)

Otra componente de la radiación para un modelo de cielo isótropo, es la irradiancia de albedo, aquella que proviene de la reflexión del suelo, edificaciones, árboles, montañas. Igualmente este tipo de irradiancia es de

longitud de onda larga superior a $3 \mu m$. Es importante indicar que el sol es un cuerpo negro que tiene una longitud de onda máxima de $0.5 \mu m$, donde se obtiene la mayor potencia emisiva. La temperatura superficial es de $6000 K$; temperatura del núcleo $18\,000\,000 \text{ }^\circ\text{C}$, y la distancia que separa a la tierra $150\,000\,000 \text{ Km}$. Para aplicaciones de media y alta temperatura la componente principal de la radiación solar comprende la irradiancia solar la misma que puede ser medida por piranómetro de radiación directa que funcionan con el efecto Seebeck el cual consiste en la generación de milivoltios entre dos cuerpos bimetálicos cuando existe un incremento de temperatura. Para el caso de accionamiento de motores Stirling, los valores promedio de irradiancia solar para funcionamiento de los mecanismos, sobrepasan los 600 W/m^2 . A valores inferiores a esta irradiancia el rendimiento decae notablemente así como su velocidad angular. Es importante indicar que el motor Stirling es un dispositivo de torque muy bajo pero de alta energía cinética de rotación por lo que en la actualidad se han logrado aplicaciones de generación de electricidad para potencias de 40 kW , con motores enfriados por Helio.

En cuanto a la irradiación concentrada es aquella que se refleja desde un espejo o lente aumentando el número de soles de acuerdo con la razón de concentración RC. En la actualidad se están desarrollando dispositivos que permitan medir en tiempo real la irradiancia solar concentrada, utilizando materiales que soportan alta temperatura. No se puede medir esta radiación con los métodos tradicionales.

Un parámetro importante que es necesario conocer en el estudio de la energía solar es la llamada de la constante solar es de $G_{SC} = 1367 \text{ W/m}^2$ con error del 1% (Figura 3). Éste valor se ha calculado después de realizar muchas medidas en diferentes programas experimentales de medición, tanto en tierra como en el espacio tomando en cuenta medidas realizadas por varios satélites, así como de mediciones realizadas con globos de gran altitud (Duffie & Beckman, 2013).

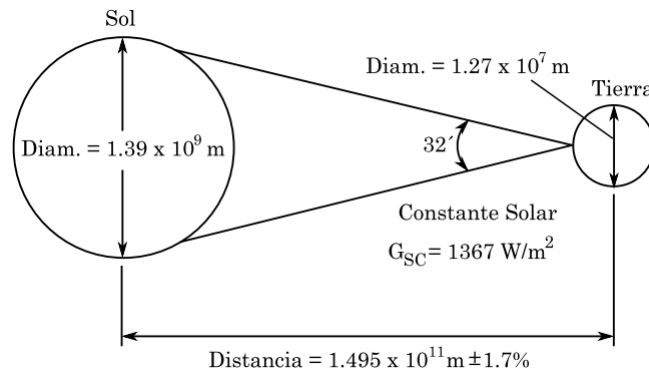


Figura 3. Relaciones Sol – Tierra

Fuente: (Duffie & Beckman, 2013)

2.1.2 Términos Utilizados en energía solar.

La radiación global (I_g) que incide sobre una superficie inclinada en la Tierra consta de tres componentes:

- a) Radiación Directa (I_b).- es la que proviene directamente del sol sin perturbación o alteración alguna, suponiendo ésta el 90% de la radiación global en días muy soleados y prácticamente nula en días cubiertos (Figura 4).
- b) Radiación Difusa (I_d).- es la energía dispersada por componentes atmosféricos.

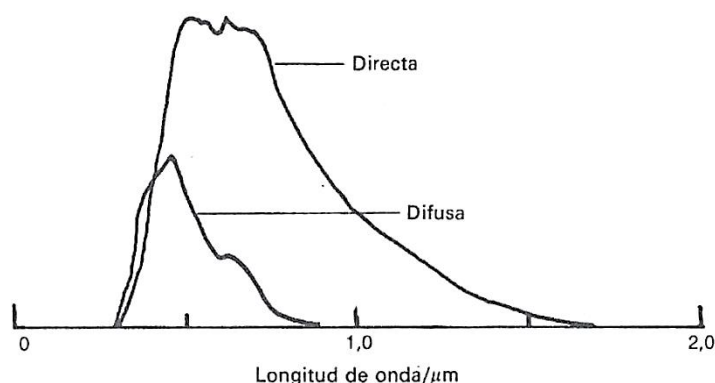


Figura 4. Distribución espectral de la luz solar (AM2) directa y difusa

Fuente: (Duffie & Beckman, 2013)

- c) Radiación Reflejada (I_a).- llamada también “albedo”, es aquella radiación que llega a una superficie inclinada procedente de la reflexión de la radiación solar en obstáculos como el suelo, paredes, etc.

2.1.3 Irradiancia media global

La mayor parte de los datos disponibles sobre radiación solar en la superficie de la Tierra corresponden a la insolación sobre un plano horizontal, más que sobre un plano inclinado como el utilizado por muchos colectores solares. Pueden aplicarse una simple corrección geométrica, pero no es fácil tener en cuenta las reflexiones procedentes del suelo o de objetos próximos, ni es cierto tampoco que las componentes directa y difusa (dispersa) de la radiación solar se encuentren en la misma relación para diferentes orientaciones.

Los datos disponibles más comunes son los de irradiancia global medidos mediante un piranómetro (solarímetro): esta es la irradiancia recibida por una superficie horizontal procedente del Sol y del cielo. A veces, se subdivide esta magnitud en irradiancia solar directa (por rayos), medida por un pirheliómetro, y difusa (o dispersa), medida por un piranómetro apantallado por un anillo que cubre la trayectoria de la luz solar directa.

La distribución espectral de la energía solar es de gran importancia para los convertidores de tipo cuántico como las células solares, pero es más difícil de determinar de un modo absoluto. Para ello se utiliza un monocromatizador (con prisma o red de difracción) o una serie de filtros de banda estrecha, combinados con un detector calibrado. Tanto el piranómetro como el pirheliómetro pueden utilizar como detector un par termoeléctrico que aprecia la diferencia de temperatura entre dos superficies metálicas adyacentes, blancas y negras, cubiertas con unas cúpulas de vidrio para eliminar la contaminación atmosférica.

Las superficies que interceptan la radiación solar deben ser perfectamente mates y resistentes a una prolongada exposición al Sol. Los pirheliómetros utilizan un mecanismo de seguimiento que les mantiene constantemente apuntando al Sol; sólo una pequeña área del cielo alrededor del Sol es visualizada por los sensores, a través de un tubo con obturadores ópticos. Todos estos instrumentos requieren una frecuente calibración, limpieza y mantenimiento.

Un objetivo de la adquisición de los datos de radiación solar es la de predecir la potencia solar utilizable en un lugar determinado a partir simplemente del conocimiento de su latitud y longitud y el tipo de situación geográfica. Con ello se podría elegir el mejor sistema colector sin ensayos y errores. Actualmente esto es posible sólo en unos pocos lugares favorecidos. Incluso la cuestión de la mejor orientación para un colector solar fijo no es fácil de responder. Aunque es frecuente sugerir un ángulo superior al ángulo local de latitud en 10° o 15° . La Figura 5 muestra la variación horaria típica de la insolación total sobre superficies horizontales y verticales.

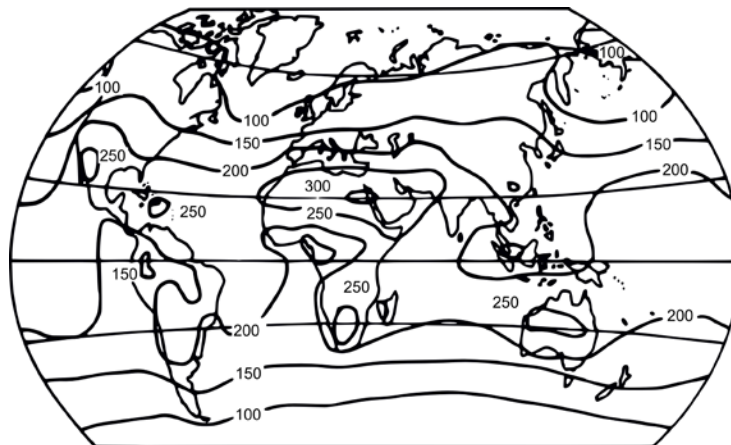


Figura 5. Irradiancia media global sobre un plano horizontal (las líneas de isoflujo están expresadas en Wm^{-2}).

Fuente: (Duffie & Beckman, 2013)

2.1.4 Geometría Solar.

El cálculo de las horas de luz solar en un lugar, acoplado al conocimiento de la trayectoria aparente del Sol a través del cielo permite realizar comparaciones teóricas sobre el rendimiento relativo de colectores fijos y móviles con seguimiento solar, así como establecer un límite superior a la cantidad de energía captada. Esto es posible, pues el ángulo del Sol por encima del plano del ecuador celeste (la declinación solar) está tabulado para diversas latitudes a lo largo del año. El cálculo de las horas de luz solar es obviamente un problema geométrico tridimensional, aunque complicado. Este número, combinado con el número de masas de aire del lugar a lo largo del año y el 3% de variación estacional de la constante solar (debido a la excentricidad de la órbita terrestre) permite obtener la máxima insolación anual del lugar. A continuación se indican las ecuaciones que dan la posición del Sol por encima del horizonte. El ángulo horario de un lugar es igual al número de minutos transcurridos desde el mediodía solar local dividido por cuatro para convertirlo en grados. Se debe usar el mediodía solar como referencia, ya que el tiempo “de reloj” local se mantiene arbitrariamente constante en veinticuatro zonas, cada una con una dispersión de grados de

longitud, mientras que el Sol atraviesa un grado cada cuatro minutos. Los ángulos de altura y acimut vienen definidos en la Figura 6.

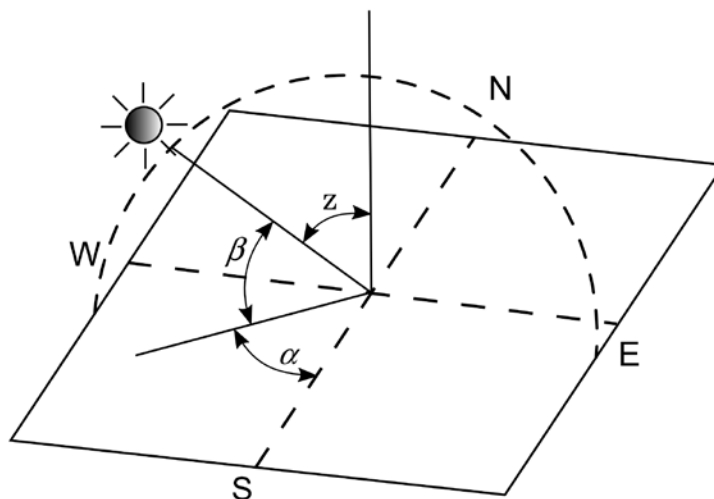


Figura 6. Definición de la altura solar, β , acimut, α y zenit, z .

Fuente: (Wilson, 2009)

β = ángulo formado por la línea del Sol al centro de la Tierra y la tangente a la superficie terrestre.

α = ángulo formado por el meridiano sur y la proyección de la línea Tierra – Sol, medido en el plano horizontal hacia el oeste.

z = ángulo formado por la línea Sol – centro de la Tierra y la normal a la superficie terrestre.

$$\text{sen } \beta = \cos L \cos D \cos H + \text{sen } L \text{ sen } D \quad (2.1)$$

$$\text{sen } \alpha = \frac{\cos D \text{ sen } H}{\cos \beta} \quad (2.2)$$

Donde: L latitud; D declinación ; H ángulo horario.

Utilizando la Figura 7 se puede observar la variación del ángulo de inclinación δ ; en el equinoccio de primavera y el equinoccio de otoño su

valor es 0. En los solsticios de invierno y verano el ángulo de inclinación alcanza un valor máximo de 23.45° .

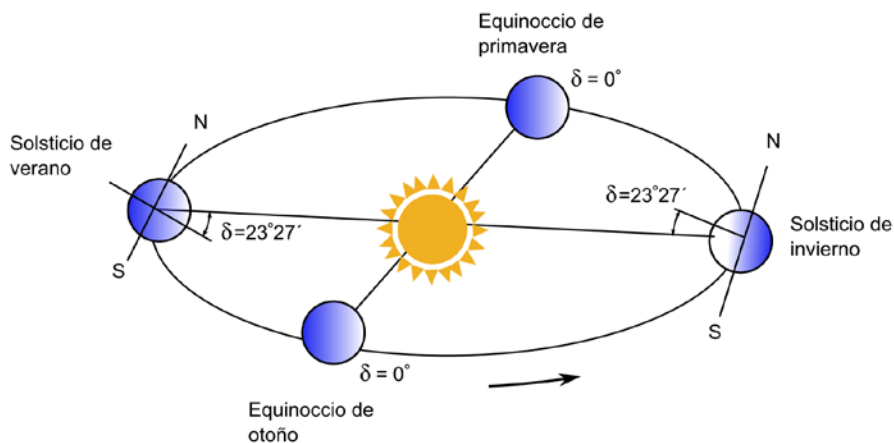


Figura 7. Ángulo de declinación

Fuente: (Jutglar, 2004)

Para poder interpretar la latitud de un lugar donde se encuentra ubicado un plano horizontal, se presenta la Figura 8. Este ángulo tiene signo positivo para regiones que se encuentran sobre la línea ecuatorial y negativos para zonas geográficas bajo la línea del Ecuador.

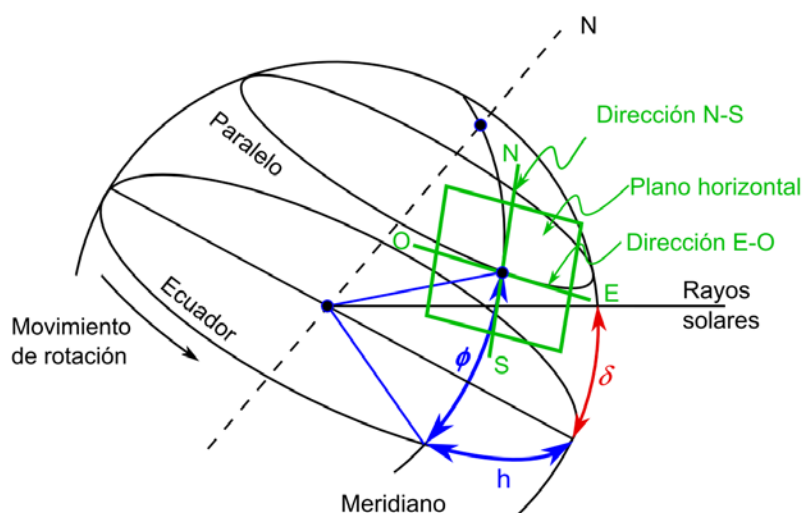


Figura 8. Latitud local y plano inclinado

Fuente: (Jutglar, 2004)

2.1.5 Método de estimación de la Radiación Solar. (Jutglar, 2004)

En la mayoría de los casos, para calcular instalaciones solares basta conocer la irradiación diaria para el día tipo del mes considerado, desglosada en directa y difusa sobre una superficie inclinada. Muy raramente interesa conocer la Irradiación horaria.

Por otro lado, se tiene que los observatorios meteorológicos sólo suelen suministrar datos experimentales de la irradiación diaria global y directa o global y difusa, raramente desglosada en horas, pero medida sobre una superficie horizontal.

En consecuencia, habitualmente se puede encontrar alguna de las situaciones siguientes:

a) No se dispone de datos experimentales fiables y se desea conocer la irradiación sobre una superficie inclinada y orientada al Sur. El proceso de cálculo es el siguiente:

- Cálculo del ángulo horario de puesta para una superficie horizontal.

$$\cos h_s = -\operatorname{tg}\phi \operatorname{tg}\delta \quad (2.3)$$

- Cálculo de la irradiación solar extraterrestre diaria sobre una superficie horizontal.

$$I_e = \frac{24r^2}{\pi} I_{sc} (h_s \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \sin h_s) \quad (2.4)$$

Siendo $r^2 = 1 + 0.033 \left(\frac{360}{365} z \right)$, factor de corrección; z el número del día del año; $I_{sc} = 1367 \text{ W/m}^2$, constante solar.

- Cálculo del factor de insolación.

$$\sigma = \frac{n}{N} \quad (2.5)$$

Donde n horas de insolación; N duración del día desde la salida hasta la puesta del sol

- Cálculo de la Irradiación global, a nivel del suelo, para una superficie horizontal.

$$I_o = I_e(a + b \sigma) \quad (2.6)$$

- Cálculo del ángulo horario de puesta para la superficie inclinada.

$$h_{s,s,0} = \text{mín}\{\text{arc cos} [-\text{tg}(\phi - s)\text{tg}\delta], h_s\} \quad (2.7)$$

- Cálculo de la relación entre la irradiación, en medida diaria mensual, difusa y directa frente al índice de nubosidad.

$$\frac{I_d}{I_o} = 1.39 - 4.027K + 5.53K^2 - 3.108K^3 \quad (2.8)$$

Donde $K = a + b \sigma$ es el índice de nubosidad

$$a = 0.25 \text{ (a falta de datos)}$$

$$b = 0.75 \text{ (a falta de datos)}$$

- Cálculo del factor R_b para pasar la radiación directa de la horizontal a la inclinada.

$$R_b = \frac{\cos(\phi - s) \cos \delta \sin h_{s,s,0} + h_{s,s,0} \sin(\phi - s) \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta \sin h_s + h_s \sin \phi \sin \delta} \quad (2.9)$$

- Cálculo de la radiación total

$$I_{t,s,\gamma=0} = I_b R_b + \frac{1 - \cos s}{2} I_d + \rho \frac{1 - \cos s}{2} I_0 \quad (2.10)$$

Siendo $I_b = I_0 - I_d$

- b) Se conoce la irradiación diaria global y la directa o global y difusa, según datos de un observatorio cercano y se desea conocer la irradiación sobre una superficie inclinada y orientada al Sur. El proceso de cálculo es el siguiente:

- Cálculo del ángulo horario de puesta para una superficie horizontal.

$$\cos h_s = -\operatorname{tg} \phi \operatorname{tg} \delta \quad (2.11)$$

- Cálculo del ángulo horario de puesta para la superficie inclinada.

$$h_{s,s,0} = \min\{\operatorname{arc} \cos[-\operatorname{tg}(\phi - s) \operatorname{tg} \delta], h_s\} \quad (2.12)$$

- Cálculo del factor R_b para pasar la radiación directa de la horizontal a la inclinada.

$$R_b = \frac{\cos(\phi - s) \cos \delta \sin h_{s,s,0} + h_{s,s,0} \sin(\phi - s) \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta \sin h_s + h_s \sin \phi \sin \delta} \quad (2.13)$$

- Cálculo de la radiación total.

$$I_{t,s,\gamma=0} = I_b R_b + \frac{1 - \cos s}{2} I_d + \rho \frac{1 - \cos s}{2} I_0 \quad (2.14)$$

2.2 Espejos de concentración

2.2.1 Concentradores (Almanza S. & Muñoz G., 1994)

Son dispositivos en los que se obtiene alta densidad de energía (radiación concentrada) sobre un absorbedor, suficiente para lograr temperaturas mayores de 200 °C, pudiéndose llegar hasta 3800 °C. Para lograr altas concentraciones (arriba de 100) se requieren mecanismos muy precisos para seguir el movimiento virtual del sol.

Los concentradores estacionarios se caracterizan por su concentración: mayor de 1 y menor de 10; no requieren un seguimiento preciso sino solo un ajuste ocasional a lo largo del año. En cambio, los concentradores con razón de concentración dentro del intervalo de 10 a 3000 necesitan que sus curvaturas geométricas sean muy precisas, al igual que su mecanismo seguidor. Algunas definiciones necesarias para entender los concentradores solares son:

Concentrador: dispositivo que concentra la componente directa de la radiación solar sobre un absorbedor.

En la Figura 9 se presenta un modelo de cielo Isótropo compuesto por I_b irradiancia directa, I_d irradiancia difusa, I_a irradiancia reflejada por el suelo. En el mismo gráfico el concentrador solar de forma parabólica capta la radiación directa y dependiendo de las características ópticas del espejo, refleja hacia el foco la irradiancia I_r . En la parte superior derecha se encuentra un esquema de la bóveda celeste, la misma que emite irradiancia difusa I_d a una temperatura de cielo T_{sky} y emisividad ε_{sky} . Las contribuciones energéticas de la bóveda celeste y albedo en la mayoría de casos al ser de longitud de onda larga superior a $3 \mu m$, no es reflejada por el espejo de concentración.

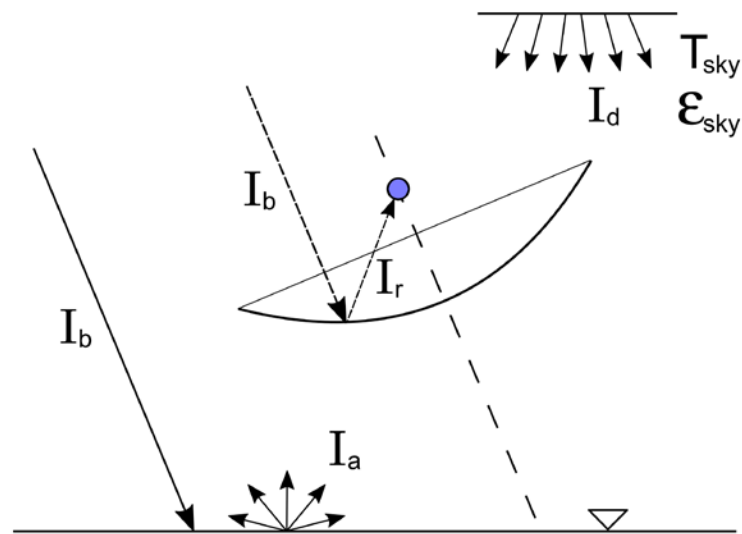


Figura 9. Cielo Isótropo y concentrador solar

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

Absorbedor: componente de un dispositivo solar que tiene como función captar y retener la mayor cantidad de radiación solar.

En la Figura 10, la radiación directa incidente, es reflejada por la geometría parabólica hacia el punto focal donde se encuentra el absorbedor. La radiación I_b es reducida en un porcentaje que depende de la reflectividad del espejo, si al absorbedor se coloca un envolvente de vidrio de forma cilíndrica, éste reducirá el paso de radiación en un valor que depende de la transmitancia τ y finalmente, la cámara de reacción solo capta la fracción $\rho \tau \alpha$. En un caso práctico, (Almanza S. & Muñoz G., 1994), $\rho = 0.75$; $\tau = 0.9$ y $\alpha = 0.9$, si para una irradiancia de 1000 W/m^2 la radiación absorbida por la cámara solo es de 607.5 W/m^2

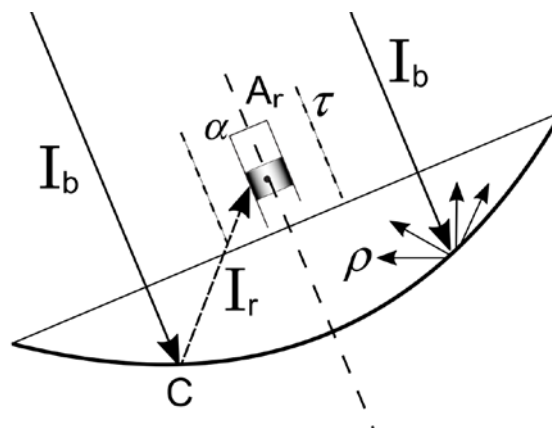


Figura 10. Reflector parabólico y absorbedor cilíndrico

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

Con un balance de energía se puede ver cómo, a una temperatura dada, los concentradores son inherentemente más eficientes que los colectores planos. El calor útil entregado al fluido de trabajo está dado por la energía recibida por el absorbedor, menos las pérdidas de calor al medio ambiente, es:

$$Q_u = Q_{abs} - Q_p = Q_{abs} - U_c(T_h - T_a)A_r \quad (2.15)$$

Donde la energía recibida por el absorbedor (Q_{abs}) está dada por:

$$Q_{abs} = \eta_0 A_a I_d \quad (2.16)$$

Siendo

A_a = Área de apertura;

A_r = Área del absorbedor;

I_d = Radiación solar directa incidente sobre el colector;

T_a = Temperatura del aire ambiente, en °C;

T_h = Temperatura del absorbedor, en °C;

U_c = Coeficiente global de transferencia de calor, y

η_0 = Eficiencia óptica.

Si la eficiencia instantánea del colector es:

$$\eta_c = \frac{Q_u}{I_d A_a} \quad (2.17)$$

Entonces:

$$\eta_c = \eta_0 - \frac{U_c(T_h - T_a)}{I_d} \cdot \frac{1}{c} \quad (2.18)$$

Donde la razón de concentración c está definida como $c = \frac{A_a}{A_r}$.

Los sistemas que concentran energía solar, solo hacen uso de la componente directa de la energía radiada, no recolectan la energía solar difusa. La Irradiancia normal directa DNI (“direct normal irradiance”) es la densidad de flujo de luz solar directa, medida en un plano perpendicular a los rayos solares (Wilson, 2009). El valor máximo de la DNI varía de forma significativa de un lugar a otro, sin embargo su valor usualmente se toma como 1000 W/m^2 .

El corazón de un sistema CSP es su mecanismo para concentrar la radiación solar a intensidades más elevadas. Una medida importante es la tasa de concentración, que se puede definir de varias maneras, dos de estas maneras son:

- La tasa óptica de concentración C_0 , que es la razón de la Irradiancia en el receptor I_r dividida por la Irradiancia solar incidente I

$$C_0 = \frac{I_r}{I_b} \quad (2.19)$$

C_0 Se define en cualquier punto de una distribución de flujo de salida, con especial atención al punto de máxima intensidad de luz que ocurre en el máximo de una distribución de flujo.

- La tasa geométrica de concentración C_g es la relación entre el área de apertura del colector A_a con el área del receptor A_r

$$C_g = \frac{A_a}{A_r} \quad (2.20)$$

El valor de C_g está sujeto al área de receptor que se utilice para el análisis. La apertura de los receptores puede seleccionarse por diseño para capturar tanta radiación focal como sea posible, o limitarse a capturar solamente la porción de mayor intensidad. A menudo se refiere a los valores de la tasa de concentración en términos del número de soles, una tasa de concentración geométrica de 1200, por ejemplo, se expresaría como de 1200 soles, si se asume un flujo solar de 1000 W/m^2 esto significaría un promedio de 1.2 MW/m^2 en la superficie del receptor.

Se puede incrementar la temperatura de un cuerpo que absorbe radiación solar enfocándola o concentrándola. Para éste propósito el área de apertura de la radiación puede ser constituida como un espejo parabólico o como lente de aumento. De ésta manera se puede enfocar la radiación en un receptor (Figura 11). Se tiene que para caracterizar la eficiencia de éste sistema absorbedor - receptor se define la tasa de concentración como (Müller & Müller, 2009):

$$e = \frac{\text{area del absorbedor}}{\text{area del receptor}} = \frac{A_a}{A_r} \quad (2.21)$$

Para determinar la temperatura del absorbedor en condiciones estacionarias para una tasa de concentración dada. Se asume que el

receptor es un cuerpo negro. El flujo de energía del sol hacia el receptor está dado por:

$$P_{S \rightarrow r} = \frac{R_{sol}^2}{d^2} \sigma T_{sol}^4 A_a$$

Si se utiliza el valor del radio del sol de $R_{sol} = 0.7 \times 10^9 m$, la distancia de la Tierra al sol de $d = 1.5 \times 10^{11} m$ y $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \left(\frac{w}{m^2 \cdot K^4} \right)$ (Constante de Boltzmann), la ecuación anterior que de la forma

$$P_{S \rightarrow r} = \frac{1}{46000} \sigma T_{sol}^4 A_a$$

El receptor también irradia energía en función de su temperatura, el flujo de energía es,

$$P_{r \rightarrow} = \sigma T_A^4 \cdot A_r$$

En condiciones estacionarias, $P_{S \rightarrow r} = P_{r \rightarrow}$, de donde se obtiene:

$$T_r = T_{sol} \sqrt[4]{\frac{A_a/A_r}{46000}}$$

$$T_r = T_{sol} \sqrt[4]{\frac{e}{46000}} \quad (2.22)$$

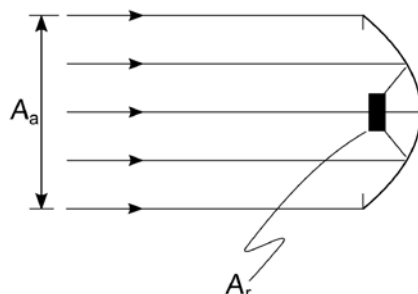


Figura 11 Concentración en Canal Parabólico o Disco parabólico

Fuente: (Müller & Müller, 2009)

2.3 Propiedades Ópticas de sistemas de concentración. (Wilson, 2009)

Transmitancia: Razón de la energía radiante transmitida por un material dado a la energía solar incidente.

Reflejancia: Razón de radiación reflejada de un material a la radiación incidente sobre el mismo.

Emitancia: Razón de radiación emitida por la superficie de un cuerpo a la radiación emitida por un radiador perfecto a la misma temperatura.

Absortancia: Razón de la radiación solar absorbida a la radiación incidente.

2.4 Análisis de transferencia de calor

La radiación solar directa I que incide en el espejo parabólico es reflejada en una magnitud ρI que depende de la calidad superficial del material reflectivo, el valor de la reflectividad según Almanza puede variar de 0.75 a 0.85. A continuación la irradiancia reflejada es absorbida por la cámara de reacción, el valor de absortancia puede variar de 0.9 a 0.95, de tal manera que la ganancia óptica sería $\alpha \tau$. Sin embargo para la presente investigación donde no se dispone de una cubierta semitransparente que se encuentre alrededor de la cámara de reacción $\tau = 1$ por lo que la energía incidente en el absorbedor está dado por $\rho \alpha I$. Al incidir la luz concentrada en una franja circular de diámetro d_o y altura h , el cuerpo gris inicia un proceso de calentamiento rápido que depende de la longitud de onda de la radiación directa que se encuentra en el rango de 0.3 a $3 \mu m$. A continuación dependiendo de la conductividad térmica del material k , una parte de este calor se transfiere a la parte interior del cilindro donde se encuentra el aire de proceso. Desde la zona de radiación térmica o región incandescente también se pierde calor por radiación, convección hacia el ambiente. Esta

pérdida de calor depende de la temperatura de cielo y de la velocidad del aire circundante. En el interior de la cámara de reacción el aire caliente comprimido ejerce un empuje al pistón inferior con el que el mecanismo biela manivela se desplaza al pistón inferior de grafito este le transmite una fuerza axial al conjunto biela manivela para generar energía cinética de rotación. Es necesario que el calor contenido en el aire sea enfriado en un radiador térmico compuesto por aletas de forma rectangular circunferencial con el propósito de mantener el gradiente de temperatura que permite el movimiento del motor.

En términos generales en un sistema motor concentrador el calor útil está dado por:

$$Q_u = Q_{abs} - Q_p \quad (2.23)$$

2.5 Ciclo Termodinámico Stirling

El motor Stirling fue inventado en 1816 por Robert Stirling, aproximadamente 80 años antes de la invención del motor diesel, tuvo un éxito comercial hasta los años 1900. Una máquina que funciona bajo el Ciclo Stirling, opera en un ciclo termodinámico cerrado, con un proceso de compresión y expansión cíclico del fluido de trabajo a diferentes temperaturas. El flujo es controlado por los cambios de volumen de tal manera que hay una conversión neta de calor en trabajo o viceversa. En el siglo XIX debido al rápido desarrollo del motor de combustión interna y del eléctrico, el adelanto de los motores Stirling se estancó (Thombare & Verma, 2008).

Sin embargo, la elevada eficiencia térmica, el bajo nivel de ruido durante su operación y la habilidad de los motores Stirling para utilizar muchos combustibles o fuentes de calor, concuerdan con las demandas actuales con respecto al uso eficiente de energía y al respeto el medio ambiente. Los

motores Stirling se consideran entre las mejores alternativas para los sistemas de conversión térmica de baja temperatura.

2.5.1 Análisis Termodinámico

Si se considera una máquina térmica que opera entre una fuente de calor T_H y un sumidero a T_L . Para que el ciclo de la máquina térmica sea totalmente reversible, la diferencia de temperatura entre el fluido de trabajo y la fuente (o sumidero) nunca debe exceder una cantidad diferencial dT durante cualquier proceso de transferencia de calor. Es decir, los procesos de adición y de rechazo de calor durante el ciclo deben suceder de modo isotérmico, uno a cierta temperatura de T_H y el otro a una temperatura de T_L . Esto es precisamente lo que sucede en un ciclo de Carnot (Cengel & Boles, 2010).

Existen otros dos ciclos que implican un proceso de adición de calor isotérmico a T_H y un proceso de rechazo de calor isotérmico a T_L : el ciclo Stirling y el ciclo Ericsson. Éstos difieren del ciclo de Carnot en que los dos procesos isotrópicos son sustituidos por dos de regeneración a volumen constante en el ciclo Stirling, y por dos de regeneración a presión constante en el ciclo Ericsson. Ambos ciclos utilizan regeneración, un proceso en el que se transfiere calor hacia un dispositivo de almacenamiento de energía térmica (llamado regenerador) durante una parte del ciclo y se transfiere de nuevo hacia el fluido de trabajo durante otra.

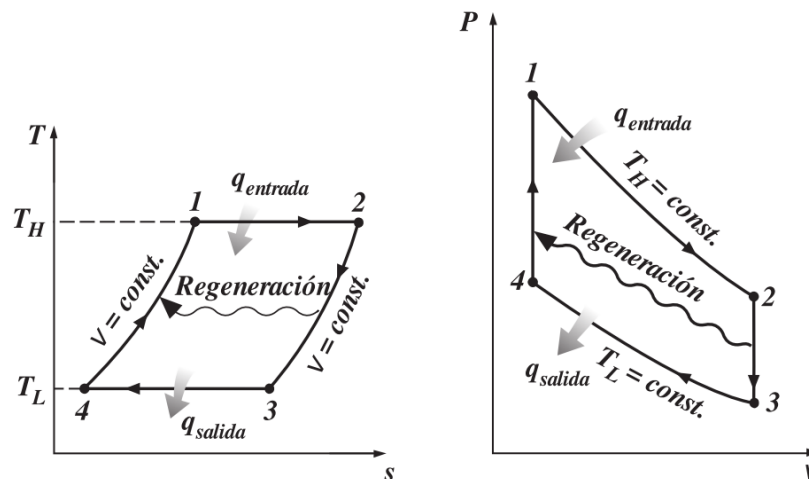


Figura 12 Ciclo Stirling

Fuente: (Cengel & Boles, 2010)

En la Figura 12 se muestran los diagramas T-s y P-v del ciclo Stirling, el cual está integrado por cuatro procesos totalmente reversibles:

- 1-2 expansión a $T = \text{constante}$ (adición de calor de una fuente externa)
- 2-3 regeneración a $v = \text{constante}$ (transferencia de calor interna desde el fluido de trabajo hacia el regenerador)
- 3-4 compresión a $T = \text{constante}$ (rechazo de calor a un sumidero externo)
- 4-1 regeneración a $v = \text{constante}$ (nuevamente, transferencia de calor interna desde un regenerador hacia el fluido de trabajo)

La ejecución del ciclo Stirling en un sistema cerrado se explica con la ayuda del motor hipotético mostrado en la Figura 13. Este sistema se compone de un cilindro con dos émbolos a los lados y un regenerador en medio. El regenerador puede ser una malla de alambre o cerámica o cualquier tipo de tapón poroso con una alta masa térmica (masa por calor específico), que se emplea para el almacenamiento temporal de energía térmica. La masa del fluido de trabajo contenida dentro del regenerador en cualquier instante se considera insignificante.

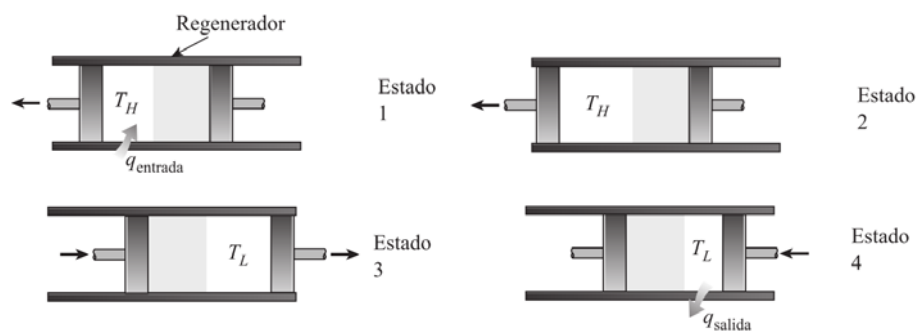


Figura 13 Ejecución del ciclo Stirling

Fuente: (Cengel & Boles, 2010)

Inicialmente, la cámara izquierda alberga todo el fluido de trabajo (un gas) que se encuentra a alta temperatura y presión. Durante el proceso 1-2 se añade calor al gas a T_H desde una fuente a T_H . Cuando el gas se expande isotérmicamente, el émbolo de la izquierda se mueve hacia fuera, efectúa trabajo y la presión del gas disminuye. Durante el proceso 2-3 los dos émbolos se mueven hacia la derecha a la misma velocidad (para mantener el volumen constante) hasta que todo el gas es introducido en la cámara derecha. Cuando el gas pasa por el regenerador se transfiere calor al regenerador y la temperatura del gas disminuye de T_H a T_L . Para que este proceso de transferencia de calor sea reversible, la diferencia de temperatura entre el gas y el regenerador no debe exceder una cantidad diferencial dT en cualquier punto. Así, la temperatura del regenerador será T_H en el extremo izquierdo del mismo y T_L en el derecho cuando se alcanza el estado 3. Durante el proceso 3-4 el émbolo de la derecha se mueve hacia dentro y comprime el gas, se transfiere calor del gas al sumidero a temperatura T_L , por lo que la temperatura del gas permanece constante en T_L mientras aumenta la presión. Por último, durante el proceso 4-1, ambos émbolos se mueven hacia la izquierda a la misma velocidad (para mantener el volumen constante) y empujan a todo el gas hacia la cámara izquierda. La temperatura del gas aumenta de T_L a T_H cuando pasa por el regenerador y toma la energía térmica almacenada ahí durante el proceso 2-3. Esto completa el ciclo.

El segundo proceso a volumen constante sucede a un volumen más pequeño que el primero y que la transferencia neta de calor hacia el regenerador durante un ciclo es cero. Es decir, la cantidad de energía almacenada en el regenerador durante el proceso 2-3 es igual a la cantidad de calor tomada por el gas durante el proceso 4-1.

El ciclo Stirling es totalmente reversible, como el de Carnot; por lo tanto, de acuerdo con el principio de Carnot, los dos ciclos tendrán la misma eficiencia térmica cuando operen entre los mismos límites de temperatura:

$$\eta_{tér,Stirling} = \eta_{tér,Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.24)$$

CICLO SCHMIDT

El ciclo Schmidt es definido como un ciclo Stirling en el cual el desplazador y el pistón de potencia o los dos pistones de potencia, se mueven sinusoidalmente. Este ciclo tiene el nombre de Gustaf Schmidt (1871), quien fue el primero que publicó la solución analítica. El análisis descrito por Schmidt fue el método más simple y útil durante el desarrollo de la máquina Stirling, se basa en la expansión y compresión isotérmica de un gas ideal, este método es el punto de partida para el estudio de los motores de ciclo Stirling (Chávez A. & Orquera R., 2012).

NÚMERO DE BEALE

El número de Beale es un factor que ha sido desarrollado con base en la observación de motores ya construidos que ayuda a predecir la potencia útil de un motor teniendo en cuenta el volumen de barrido del pistón de potencia, la presión media y la velocidad del motor. El número de Beale va desde 0.11 para motores pequeños, hasta 0.15 para motores de alto desempeño y que trabajan a altas temperaturas; donde un número mayor indica un mayor rendimiento (Chávez A. & Orquera R., 2012).

2.6 Tipos de motor Stirling.

2.6.1 Por la forma de acoplamiento del cilindro.

2.6.1.1 Motor Tipo Alfa

Los motores alfa tienen dos pistones en cilindros separados, los mismos que están conectados en serie por un calentador, regenerador y un enfriador (Figura 14). El motor tipo alfa es el más sencillo de los motores Stirling, sin embargo tiene la desventaja de que los dos pistones deben tener sellos para contener el fluido de trabajo.

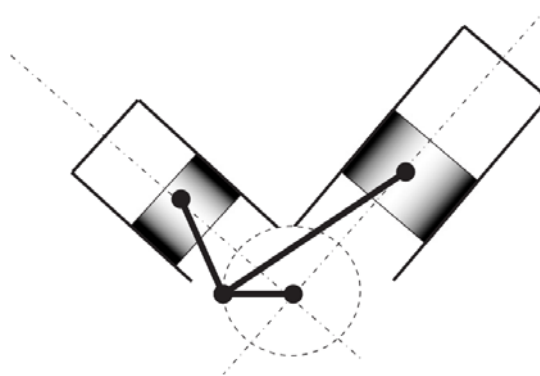


Figura 14 Configuración alfa

Fuente: (Thombare & Verma, 2008)

2.6.1.2 Motor Tipo Beta

Este tipo de motor tiene como principal característica un solo cilindro con dos zonas, una caliente y otra fría. En el interior del cilindro también se encuentra un desplazador que posibilita el movimiento de aire, y concéntrico con este, se encuentra el pistón de potencia, cuyo movimiento está desfasado 90° respecto al desplazador. Este tipo de motor trabaja como un sistema de ciclo cerrado que le permite que sea el más eficaz. Todo lo que se añade al sistema es de alta temperatura, temperatura constante, y todo lo que se elimina del sistema es de baja temperatura (residuos) de calor, además consta de cuatro fases. Si no existe regenerador, el motor también funciona, pero su rendimiento es inferior (Chávez A. & Orquera R., 2012).

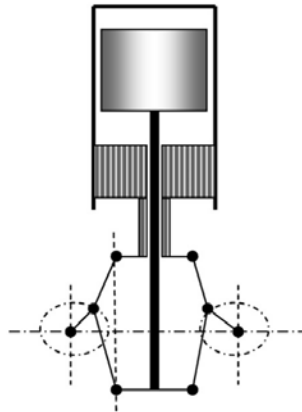


Figura 15 Configuración beta

Fuente: (Thombare & Verma, 2008)

2.6.1.3 Motor Tipo Gamma

Este motor es derivado del beta, el cual se diferencia por poseer dos cilindros separados, unidos por un cigüeñal, en uno se sitúa el desplazador y en otro el pistón de potencia desfasados a 90° . En ésta configuración el espacio de compresión se divide entre dos cilindros a través de un conducto de transferencia. En el pasaje entre el cilindro del desplazador y el cilindro de compresión, el enfriador, el calentador y el regenerador se conectan en serie. Este arreglo tiene la ventaja de un mecanismo de manivela sencillo (Thombare & Verma, 2008).

Los sistemas para enfriar y calentar son idénticos a los del tipo beta, pero su potencia es menor, siendo menos eficaz termodinámicamente debido a que la expansión de trabajo se realiza en su totalidad a una temperatura más baja.

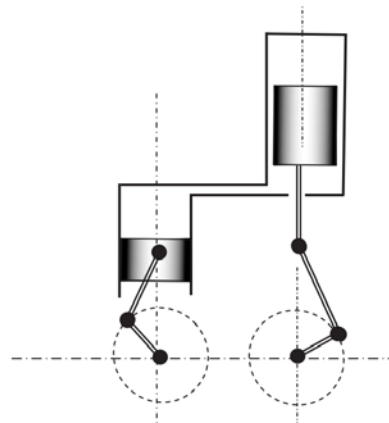


Figura 16 Configuración gamma

Fuente: (Thombare & Verma, 2008)

2.6.2 Por la forma de acoplamiento del pistón (transmisión)

2.6.2.1 Transmisión por biela y manivela

El mecanismo de transmisión por biela y manivela es extremadamente confiable, se ha usado por mucho tiempo en los motores de combustión interna. Se usa en motores Stirling de doble acción, tiene la ventaja de facilidad de manufactura y confiabilidad, pero tiene la desventaja de ser casi imposible de balancear. Este es el tipo de transmisión que normalmente se utiliza en los motores Stirling de dos cilindros

2.6.2.2 Transmisión romboidal

Se trata del mecanismo de transmisión más conocido y más desarrollado para los motores Stirling de un cilindro. Con la evolución a motores Stirling más grandes se ve la necesidad de presurizar solo la zona del cilindro y no toda la carcasa del motor. Tiene la ventaja de estar balanceada dinámicamente aún para la disposición de un cilindro, pero la desventaja es su complejidad mecánica, ya que tiene un gran número de partes móviles, superficies de contacto y también a que necesita dos piñones para cada cilindro.

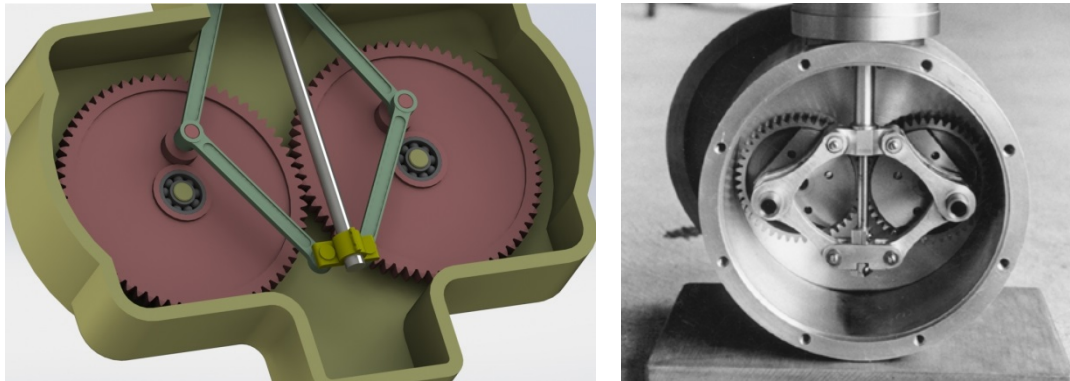


Figura 17 Transmisión romboidal

Fuente: (CookBook, 2015)

2.6.2.3 Transmisión por placa oscilante

El motor Stirling de placa oscilante ha sido usado principalmente para propósitos automotrices, en donde el espacio es una premisa. Es un sistema, que se balancea en un ángulo fijo de la placa oscilante.

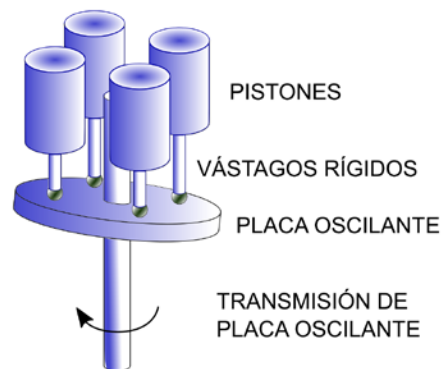


Figura 18 Stirling de placa oscilante

Fuente: (Electropedia, 2015)

2.6.2.4 Pistón o cilindro libre

Todos los motores descritos anteriormente hacen uso de un mecanismo de transmisión en el que el pistón está conectado a una biela y esta a su vez a un eje de transmisión. Sin embargo, un motor Stirling puede operar sin que el pistón esté conectado mecánicamente. En este caso, se describe al pistón de potencia o al pistón desplazador como libres. El pistón está libre en el

sentido de que no está conectado mecánicamente, pero si dinámicamente en gas (Thombare & Verma, 2008).

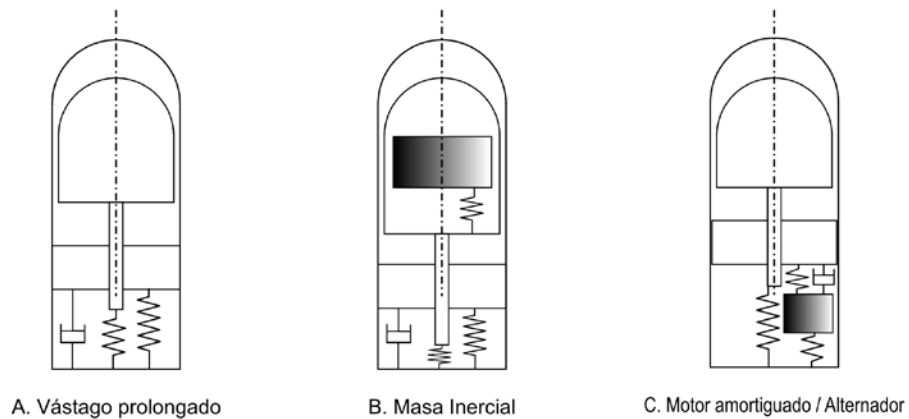


Figura 19. Algunas configuraciones de Motores Stirling de pistón libre

Fuente: (Commons, 2015)

El motor Stirling de pistón libre, que consiste en una disposición similar al motor beta, sólo que los pistones se encuentra cada uno conectado a un resorte, que cuando se expande y contrae el gas los hace moverse a diferentes frecuencias, lo que permite añadir un generador eléctrico lineal. La gran ventaja del arreglo pistón libre es que puede permanecer sellado, evitando fugas, disminuyendo pérdidas y disminuyendo también el mantenimiento al que tiene que ser sometido (Pinedo del Barrio & Díaz Deyá, 2014).

2.7 Conversión de energía térmica en cinética de rotación.

Para producir movimiento, el aire recalentado que se encuentra en el Punto muerto superior, empuja al émbolo en sentido axial, y éste a su vez le transmite al cigüeñal el movimiento de rotación mediante el mecanismo biela manivela. En la Figura 20 la radiación solar convertida en energía térmica, calienta el fluido de proceso, el cual se expande a gran velocidad en el interior del cilindro.

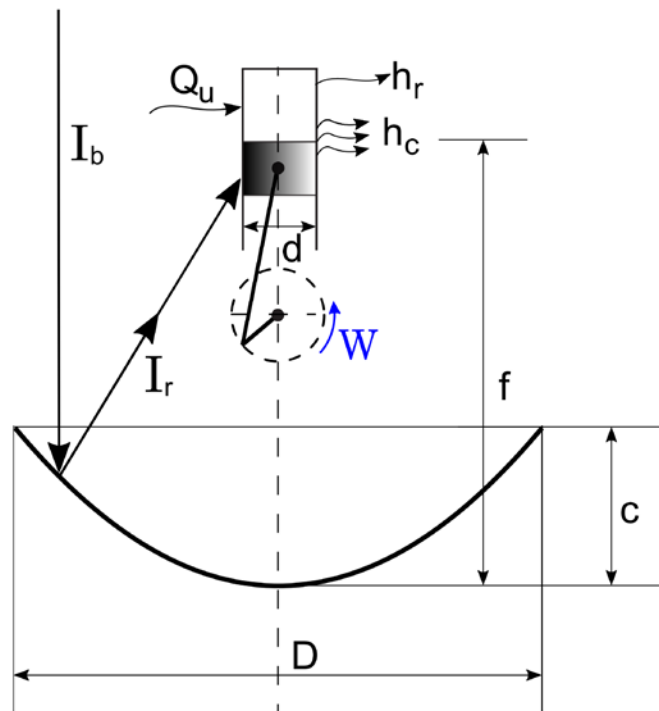


Figura 20. Cilindro de expansión térmica y manivela

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

La energía cinética de un objeto girando es análoga a la energía cinética lineal y puede expresarse en términos del momento de inercia y de la velocidad angular. La energía cinética total de un objeto extenso, se puede expresar como la suma de la energía cinética de traslación de su centro de masa y la energía cinética de rotación sobre el centro de masa. Para un eje de rotación fijo dado, la energía cinética, se puede expresar en la forma:

$$E_{c \text{ rotacional}} = \frac{1}{2} I \omega^2 \quad (2.25)$$

Donde:

ω Velocidad angular, en rad/s ; I Inercia rotacional (momento de Inercia), en $kg \cdot m^2$.

CAPITULO III

APLICACIONES DE LA ENERGÍA SOLAR CONCENTRADA

3.1 Sistemas de Concentración.

Desde que se puso en funcionamiento la plataforma solar de Almería, en España, la Central Solar Térmica de Odeillo Francia y el laboratorio de Energía Solar de Nuevo México en Estados Unidos, se ha puesto mucho interés en el desarrollo de las aplicaciones de la energía solar concentrada utilizando tecnologías como los concentradores cilíndricos parabólicos (PS10, PS20), Paraboloides de revolución (Eurodish), Centrales Solares mediante el uso de Heliostatos (Gema Solar de 150 MW), y a nivel de laboratorio las lentes de Fresnel para calentamiento de fluidos térmicos (Laboratorio de Termodinámica y Energías Renovables de la Universidad de Sevilla). En la actualidad alrededor del mundo, se está modificando el modelo energético convencional mediante la propuesta de generación de electricidad a partir de la radiación solar concentrada donde estas opciones sustentan los siguientes puntos de vista.

- Mejorar la eficiencia energética de los sistemas.
- Tratar de mitigar el cambio climático.
- Reducir el uso de combustibles fósiles.
- Ofrecer seguridad en el suministro eléctrico, en las centrales solares térmicas.
- Acceder a la electricidad en zonas aisladas y deprimidas.

Dentro de este marco, las ventajas de las tecnologías de concentración producen iguales oportunidades que las aplicaciones de la energía solar térmica de baja temperatura. A continuación, se realiza una descripción de las diversas tecnologías de concentración existentes en la actualidad.

3.2 Concentradores cilíndricos parabólicos

El concentrador cilindro parabólico (CCP), es aquel que está compuesto por un espejo cilindro parabólico, de ahí toma su nombre, que refleja la radiación solar directa concentrándola sobre un tubo receptor colocado en el foco de la parábola, por el cual circula el fluido a calentar. Su superficie reflectora es la mitad de un cilindro. Su aplicación principal es la producción de vapor en una central térmica, pertenecen al rango de aprovechamiento térmico denominado de media temperatura (entre 125° y 450°C) (Mejía B. & Zamora O., 2008).



Figura 21. Colector cilindro parabólico

Fuente: PS10, Sevilla, 2013

3.3 Paraboloïdes de revolución

El sistema de concentración de discos parabólicos, se compone de un reflector o un conjunto de reflectores que tienen la forma de paraboloïde de revolución, está formado por una superficie de revolución reflectora que concentra la radiación solar sobre un punto focal en el que se encuentra el receptor de calor.



Figura 22 Sistemas de seguimiento de un sistema colector solar – generador Stirling Ripasso Energy

Fuente: (Ripasso, 2015)

Algunos estudios se han realizado para determinar la influencia de la geometría del receptor cuando las características ópticas del concentrado no son las óptimas (Kumar & Reddy, 2007), así como para proponer distintos métodos para la construcción del plato parabólico, ya sea que se quiera una geometría desplegable (Feng & Liu, 2013) para aplicaciones portátiles, o inflable para aplicaciones aeroespaciales (Babuscia, et al., 2013), (Xu & Guan, 2012).

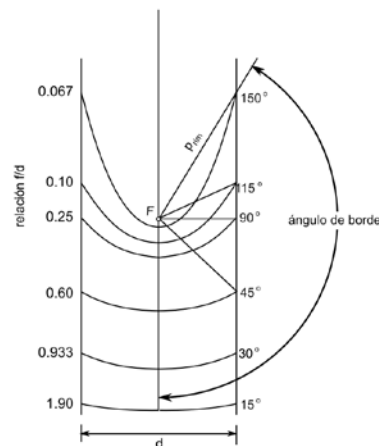


Figura 23. Análisis de ángulos para una geometría parabólica

Fuente: (Fraser, 2008)

Los sistemas de discos parabólicos (DP) se componen básicamente de un reflector (o un conjunto de reflectores) con forma de paraboloide de revolución, un receptor situado en el foco de dicho paraboloide y un sistema de generación eléctrica compacto (motor o turbina y alternador), que suele formar un solo bloque con el receptor (unidad de conversión de potencia). La radiación solar concentrada por el paraboloide incide sobre el receptor, donde se convierte en energía térmica que permite generar electricidad -trabajo mecánico- en el sistema generador.

Los DP se caracterizan por un alto rendimiento, modularidad y autonomía. Actualmente se encuentran en fase muy avanzada de desarrollo. Un buen número de prototipos operan en distintos lugares del mundo, pero la aún insuficiente fiabilidad y su elevado costo constituyen los dos principales obstáculos para su introducción en el mercado de generación eléctrica.

Los componentes de un sistema de disco parabólico son: el concentrador, el receptor, el sistema de generación, la estructura de soporte y los mecanismos.

3.4 Heliostatos

Un helióstato es un conjunto de espejos que se mueven sobre dos ejes normalmente en montura altacimutal, lo que permite, con los movimientos apropiados, mantener el reflejo de los rayos solares que inciden sobre él, se fijen en todo momento en un punto o pequeña superficie de concentración, deshaciendo en el rayo reflejado el movimiento diurno terrestre.



Figura 24. La PS10 primera planta solar térmica de torre a escala mundial de uso comercial

Fuente: (de Almería, 2015)

3.5 Balance Energético de Sistemas de Concentración (Ruiz H., Silva P., & Lillo B., 2009).

3.5.1 Pérdidas Geométricas, Ópticas Térmicas en CCP.

3.5.1.1 Pérdidas Geométricas

La geometría de los sistemas de canal parabólico lleva asociada una disminución de su área efectiva de captación. Estas pérdidas se dividen en dos grupos.

- a) Debidas a la posición relativa de los canales entre sí.
- b) Inherentes a cada canal.

Las del primer grupo son las llamadas “pérdidas por sombras” y están causadas por la sombra parcial que algunos canales pueden proyectar en los adyacentes. Obviamente, cuanto mayor distancia exista entre las filas paralelas de captadores, menor será la sombra que unos provocan sobre otros. La Figura 25 describe este tipo de pérdidas geométricas por sombra, en perfil y en planta.

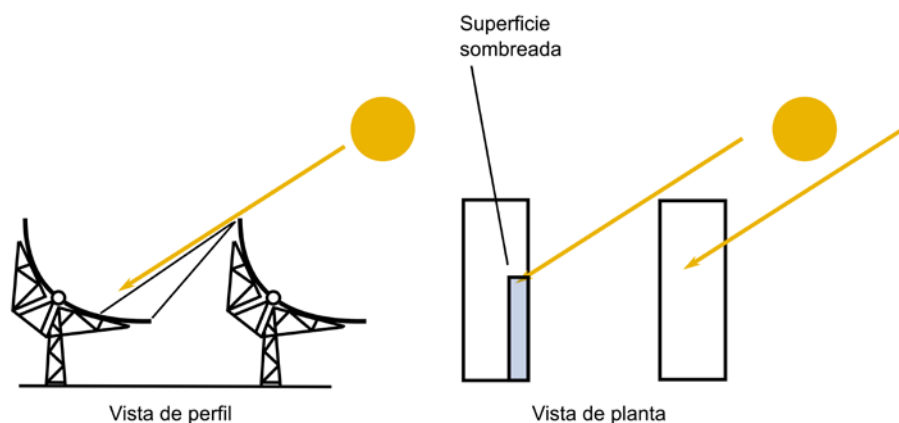


Figura 25. Pérdidas geométricas por sombra, en perfil y en planta.

Fuente: (Ruiz H., Silva P., & Lillo B., 2009)

Las pérdidas geométricas inherentes a cada canal parabólico (CP) están causadas por el hecho de que estos dispositivos tienen un sistema de seguimiento en un solo eje y, por tanto, solo pueden girar alrededor él. Esto da lugar a la existencia del llamado ángulo de incidencia, ϕ , que es el ángulo formado por la radiación solar directa que incide sobre el plano de apertura del captador y la normal a dicho plano. Este ángulo de incidencia depende de la hora y el día del año, en función de la posición del sol respecto del canal, y provoca que en sus extremos haya una pérdida de superficie reflectante útil.

Cuando el ángulo de incidencia es distinto de cero no solo se reduce el área efectiva de captación, sino que también se ven afectados los valores de reflectancia, absorptancia y transmitancia, parámetros que presentan un valor máximo cuando el ángulo de incidencia es 0. El efecto del ángulo de

incidencia en el rendimiento del canal se cuantifica mediante un parámetro que se denomina modificador por ángulo de incidencia K .

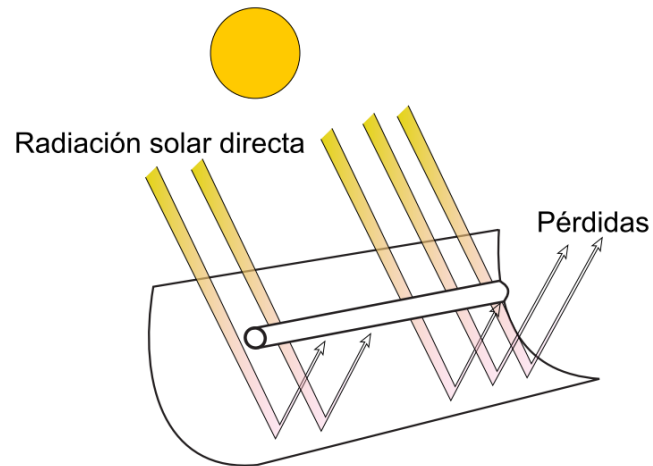


Figura 26. Pérdidas geométricas por no interceptación.

Fuente: (Ruiz H., Silva P., & Lillo B., 2009)

3.5.1.2 Pérdidas Ópticas.

Las imperfecciones de los diversos elementos que constituyen el sistema, –superficie reflectante, tubo de vidrio, superficie del absorbente, etc. – provocan que solo una parte de la radiación solar directa que incide sobre la superficie del concentrador parabólico llegue al fluido que circula por el interior del tubo absorbente. La Figura 27 muestra los cuatro parámetros que intervienen en las pérdidas ópticas de un canal parabólico, que son:

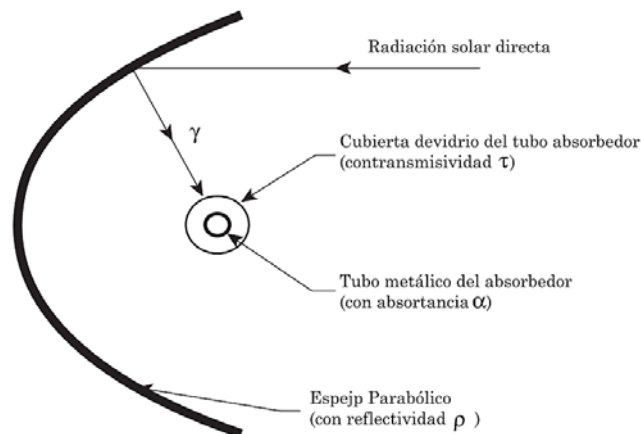


Figura 27. Resumen de pérdidas ópticas en un CP.

Fuente: (Ruiz H., Silva P., & Lillo B., 2009)

- **Reflectancia** de la superficie del concentrador parabólico, ρ . Las superficies reflectantes de los espejos no son perfectas, por lo que solo parte de la radiación incidente se refleja. Los valores típicos de la reflectancia están alrededor del 90%, que disminuyen al aumentar la suciedad de la superficie reflectora. Para dar una idea, la reflectancia de los canales parabólicos instalados en la Plataforma Solar de Almería, es el 92% cuando están limpios. Estos valores disminuyen a razón de 0,26% por día, debido al ensuciamiento progresivo de los espejos.

- **Factor de interceptación**, γ . Una fracción de la radiación solar reflejada por los espejos no alcanza la cubierta de vidrio del tubo absorbedor debido a diversas causas, como imperfecciones microscópicas o macroscópicas de los espejos, errores de posicionamiento del canal o, incluso, el bloqueo que pueden suponer los soportes del tubo absorbente. Estas pérdidas se cuantifican con el llamado factor de interceptación. Un valor típico de este parámetro óptico es 95%.

- **Transmitancia** de la cubierta de vidrio, τ . Como ya se ha indicado anteriormente, el tubo absorbedor metálico está situado dentro de una cubierta tubular de vidrio para disminuir las pérdidas térmicas y proteger la superficie absorbente selectiva. Una fracción de la radiación solar reflejada

por los espejos y que alcanza la cubierta de vidrio del tubo absorbedor no es capaz de atravesarlo. La razón entre la radiación que pasa a través de la cubierta transparente de vidrio y la radiación total incidente sobre ella da la transmitancia de dicha cubierta de vidrio. Un valor típico de este parámetro es 90-95%, dependiendo de que el vidrio haya sido objeto de un tratamiento antirreflectante o no.

- **Absortancia** de la superficie selectiva, α . Este parámetro cuantifica la cantidad de radiación incidente sobre la superficie selectiva que ésta puede absorber. Un valor típico de la absortancia es del rango 90-96%.

Al producto de los cuatro parámetros descritos anteriormente (reflectancia, absortancia, transmitancia y factor de interceptación, en condiciones nominales) se le denomina rendimiento óptico pico del canal parabólico:

$$\eta_{opt, 0^\circ} = \rho \alpha \tau \gamma \quad (3.1)$$

3.5.1.3 Pérdidas Térmicas.

Después de las ópticas, las pérdidas térmicas ocupan el siguiente lugar en orden de importancia en un canal parabólico. Se producen principalmente en dos lugares: en el tubo absorbedor y en las tuberías de fluido térmico, siendo bastante más importantes las del absorbedor.

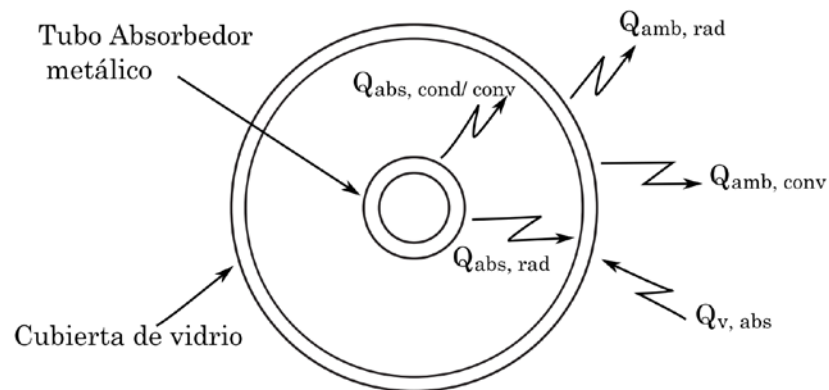


Figura 28. Pérdidas térmicas.

Fuente: (Ruiz H., Silva P., & Lillo B., 2009)

Las pérdidas térmicas asociadas al tubo absorbedor pueden ser: pérdidas de calor por conducción a través de los soportes de los tubos absorbedores; pérdidas por radiación, convección y conducción desde el tubo absorbedor hacia la cubierta de vidrio, y pérdidas por convección y radiación desde el tubo de vidrio al ambiente. En aquellos tubos absorbedores en los que entre el tubo metálico y el de vidrio hay vacío, las pérdidas térmicas por conducción y convección desde el tubo metálico hacia la cubierta de vidrio quedan prácticamente eliminadas, y solo hay pérdidas por radiación infrarroja entre el tubo metálico y la cubierta de vidrio.

Aunque cada una de las pérdidas térmicas anteriormente mencionadas podría calcularse analíticamente, aplicando las bien conocidas ecuaciones que rigen los procesos de transferencia de calor por radiación, convección y conducción, en la práctica, las pérdidas térmicas globales, Q_L , en un canal parabólico se cuantifican mediante ecuaciones basadas en resultados experimentales.

3.5.1.4 Rendimiento de un canal parabólico

Como consecuencia de todas las pérdidas geométricas, ópticas y térmicas que tienen lugar en un **CP**, la energía térmica útil que se obtiene es menor que la que daría en condiciones ideales si no existieran dichas

pérdidas. Al cociente entre esos dos valores se le puede llamar eficiencia del dispositivo. Se suelen definir tres rendimientos diferentes y un parámetro representativo:

- Rendimiento óptico con un ángulo de incidencia de 0° (rendimiento óptico pico), $\eta_{opt,0^\circ}$. Tiene en cuenta todas las pérdidas ópticas que tienen lugar en el captador con un ángulo de incidencia de 0° . Su valor viene dado por el producto de estos cuatro factores: reflectancia de los espejos, transmitancia del tubo de vidrio, factor de interceptación (que tiene en cuenta la parte de radiación reflejada que por cualquier causa no llega al absorbedor) y absortancia de la superficie selectiva que recubre el tubo metálico absorbedor.

- Rendimiento térmico, η_t . Considera todas las pérdidas térmicas que tienen lugar en el captador.

- Rendimiento global, η_{global} . Considera todas las pérdidas, tanto ópticas como geométricas y térmicas, que tienen lugar en el captador.

- Modificador por ángulo de incidencia, K. Considera todas las pérdidas ópticas y geométricas que tienen lugar en el captador para un ángulo de incidencia $\phi = 0^\circ$ y que no se tienen en cuenta en $\eta_{opt,0^\circ}$ (pérdidas geométricas de final de captador; bloqueo de la radiación concentrada por parte de los soportes del tubo receptor absorbedor, e influencia del ángulo de incidencia en la absortancia y transmitancia del tubo absorbedor y en la reflectancia de los espejos).

La energía solar incidente sobre un CP viene dada por:

$$Q_{sol} = S_c I \cos(\phi) \quad (3.2)$$

Donde:

Q_{sol} energía solar incidente sobre el captador, en W ; S_c área de apertura de la superficie reflectiva del captador, en m^2 ; I radiación solar directa, en W/m^2 ; ϕ ángulo de incidencia

Por otra parte, la energía térmica útil suministrada por el captador viene dada, en términos del incremento entálpico que experimenta el fluido de trabajo en el captador, por:

$$Q_{\acute{u}til} = q_m (h_{sal} - h_{ent}) \quad (3.3)$$

Donde:

$Q_{\acute{u}til}$ energía térmica útil suministrada por el captador, en W; q_m caudal másico del fluido de trabajo, en kg/s; h_{sal} entalpía específica del fluido de trabajo a la salida del captador, en J/kg ; h_{ent} entalpía específica del fluido de trabajo a la entrada al captador, en J/kg.

El rendimiento global del captador viene dado como el cociente entre la energía térmica útil obtenida en el captador y la energía solar incidente:

$$\eta_{global} = \frac{Q_{\acute{u}til}}{Q_{sol}} \quad (3.4)$$

En la Figura 29, se representa gráficamente el balance energético en un CP, ilustrando el significado de los rendimientos y del modificador por ángulo de incidencia.

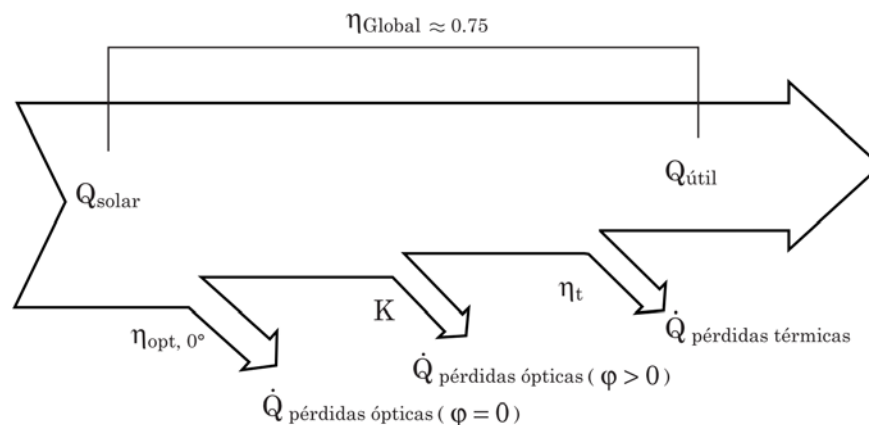


Figura 29. Balance energético de un canal parabólico (conversión de energía radiante en energía térmica).

Fuente: (Ruiz H., Silva P., & Lillo B., 2009)

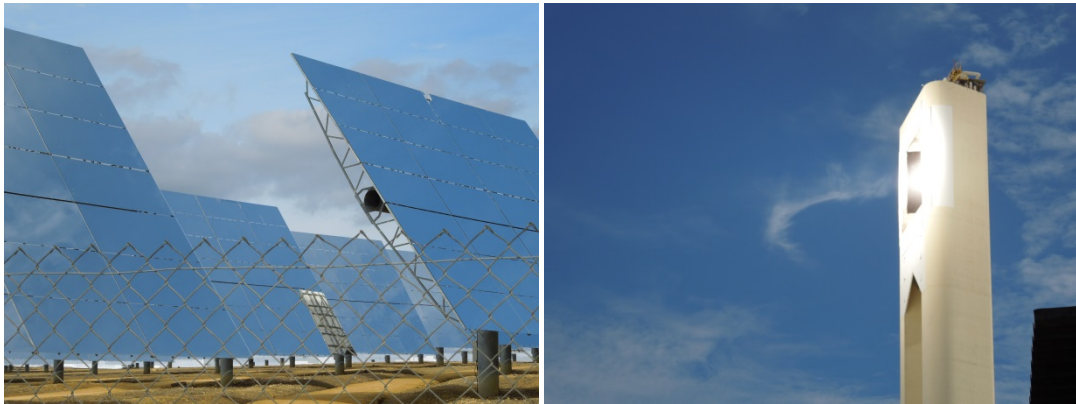
El rendimiento óptico $\eta_{opt,0^\circ}$ no depende de la radiación solar ni de la temperatura de trabajo del fluido, pero sí del grado de ensuciamiento del reflector, ya que afecta a la reflectancia de los espejos y a la transmitancia de la cubierta de vidrio del tubo absorbedor. Esta dependencia obliga a que cuando da este valor, el fabricante tiene que especificar el grado de limpieza para el cual es válido. El grado de limpieza se refiere a la reflectancia de los espejos y a la transmitancia del tubo de vidrio.

Un valor típico aproximado del rendimiento óptico pico es 0,75, para un grado de limpieza del 100%.

El modificador por ángulo de incidencia, K , depende directamente del ángulo de incidencia, siendo $K=1$ para $\phi = 0^\circ$, y $K=0$ para $\phi = 90^\circ$. El valor de K se da como una función $K = K(\phi)$ que se determina experimentalmente.

El rendimiento térmico depende directamente de la temperatura de trabajo del fluido y de la radiación solar directa.

3.5.2 Balance energético de los RC



Campo de heliostatos

Torre central

Figura 30. Central solar térmica de torre central

Fuente: Gemasolar, 2013

A continuación se describe el balance energético de un sistema de receptor central; en cuanto al balance de la parte convencional de una central energética (sistema de conversión de potencia, generador, etc.) sólo se aborda muy someramente.

Los principales procesos que tienen lugar en un sistema de receptor central (RC) son:

- Captación de la radiación solar por el campo de helióstatos.
- Transmisión de la radiación solar a través de la atmósfera hasta el receptor.
- Absorción de la radiación solar concentrada por el receptor.
- Conversión fototérmica en el absorbedor.
- Conversión de la energía térmica en energía mecánica.
- Generación de electricidad.

Cada uno de estos procesos lleva asociadas unas pérdidas, que se describen a continuación:

3.5.2.1 Pérdidas en la captación.

Las pérdidas que se producen en la captación pueden englobarse en dos grupos: pérdidas geométricas y pérdidas ópticas por reflectancia.

3.5.2.2 Pérdidas Geométricas.

Las pérdidas geométricas son función exclusiva de la geometría del campo solar, es decir, de las dimensiones y posiciones relativas de los elementos que la integran (helióstatos, torre, receptor) y de la posición del Sol, por lo que dependen fuertemente del tiempo y del diseño del conjunto solar. Pueden distinguirse tres causas para estas pérdidas:

- Pérdidas originadas por la reducción del área visible proyectada por el Sol a causa de la inclinación del eje óptico del helióstato con respecto a la trayectoria de los rayos solares. Estas pérdidas son proporcionales al coseno del ángulo que forma la normal a la superficie del helióstato con respecto a los rayos solares, y se cuantifican mediante el llamado factor coseno. Evidentemente, el factor coseno es función del momento del día para cada día y para cada helióstato.
- Pérdidas por sombras, que engloban tanto las producidas por unos helióstatos sobre otros como por la torre y cualquier otro elemento sobre los helióstatos. Causan también una reducción del área reflectante útil y son asimismo función de la posición del Sol y, por tanto, de la hora del día para cada día del año.
- Pérdidas por bloqueos, que cuantifican la fracción de radiación solar reflejada por los helióstatos que no llega al receptor al resultar bloqueada la radiación reflejada por helióstatos vecinos, sobre todo por los de delante del considerado. Como en los casos anteriores, este efecto también depende del momento del día y del día del año.

A la hora de cuantificar las pérdidas geométricas, debe tenerse en cuenta que pueden existir zonas de superficie reflectante que están a la vez sombreadas y bloqueadas, por lo que las pérdidas por sombras y bloqueos deben cuantificarse en un solo factor (factor de sombras y bloqueos). En las figuras 31 y 32 se ilustra este grupo de pérdidas.

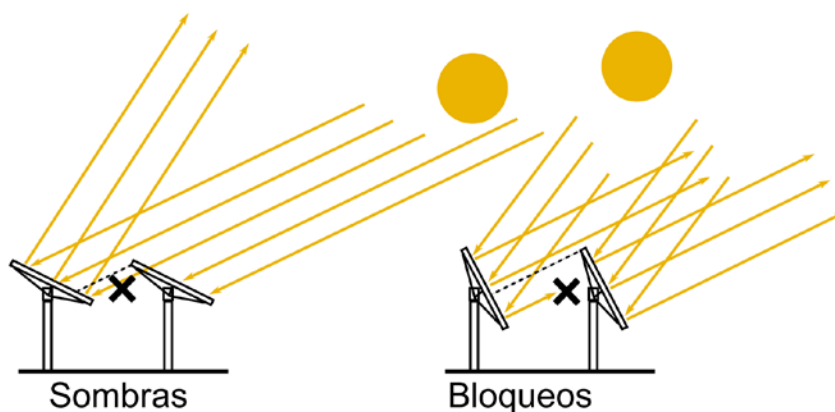


Figura 31. Sombras y bloqueos entre heliostatos próximos.

Fuente: (Ruiz H., Silva P., & Lillo B., 2009)

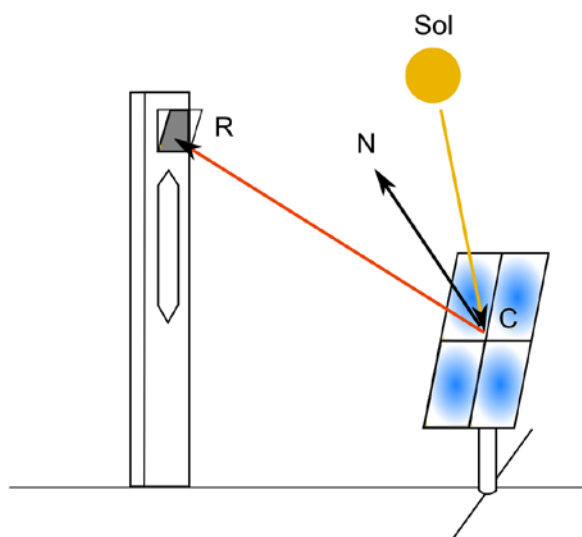


Figura 32. Pérdidas geométricas en un campo de heliostatos (factor coseno).

Fuente: (Ruiz H., Silva P., & Lillo B., 2009)

3.5.2.3 Pérdidas por reflectancia.

Los helióstatos no reflejan la totalidad de la radiación solar que incide sobre su superficie reflectante, ya que parte de esa radiación es absorbida por el vidrio. La razón entre radiación incidente y radiación reflejada se denomina reflectancia y depende de la longitud de onda de la radiación incidente. Para la cuantificación de este factor se emplea un valor medio ponderado en todo el espectro solar. El valor de la reflectancia depende del grado de limpieza (ensuciamiento) de los espejos.

3.5.2.4 Pérdidas en la transmisión a través de la atmósfera

La radiación solar reflejada por el helióstato en su camino entre la superficie reflectante y el receptor sufre una atenuación debida a procesos de absorción y dispersión. Esta atenuación, que depende de las condiciones atmosféricas al nivel de superficie, será mayor cuanto mayor sea la distancia que recorre la radiación reflejada y la turbiedad del aire entre los helióstatos y el receptor.

3.5.2.5 Pérdidas en la captación de la radiación solar concentrada por el receptor.

Como consecuencia de las imperfecciones de las superficies reflectantes, errores de la dirección de los helióstatos, agrupamiento de la longitud focal de las facetas por motivos de fabricación, etc., una parte de la radiación reflejada por el campo de helióstatos que llega a las inmediaciones del receptor no alcanza su superficie absorbidora. Este hecho se cuantifica mediante el llamado factor de desbordamiento o spillage.

3.5.2.6 Pérdidas en la conversión fototérmica.

La conversión de la energía radiante en energía térmica tiene lugar en el receptor, donde se producen una serie de pérdidas:

- Pérdidas por radiación. Las pérdidas por radiación pueden desglosarse en pérdidas por reflexión, que dependen de la absortancia de la superficie absorbedora (la fracción no absorbida será reflejada hacia el exterior) y pérdidas por emisión, que dependen de la temperatura y de la emisividad de la superficie absorbedora.
- Pérdidas por convección, desde la superficie absorbedora al entorno. Son proporcionales a la diferencia de temperatura entre la superficie absorbedora y el ambiente.
- Pérdidas por conducción desde el absorbedor a los restantes elementos estructurales y auxiliares que integran el receptor. Estas pérdidas son también proporcionales a la diferencia de temperatura entre el absorbedor y estos elementos.

3.5.2.7 Pérdidas en la parte convencional y autoconsumos.

Estas pérdidas engloban las producidas en generadores de vapor (de existir), intercambiadores de calor, turbina, alternador, etc. Los llamados autoconsumos o consumos propios recogen la energía eléctrica necesaria para el funcionamiento de la central (accionamiento de bombas y motores, traceado eléctrico, etc.)

3.5.2.8 Rendimientos y balance energético.

Cada uno de los procesos descritos anteriormente lleva, un rendimiento, definido normalmente como relación entre potencia (o energía) de salida y potencia (o energía) aportada al proceso. En la Figura 33 representa un balance energético típico de un sistema de receptor central (en concreto, el correspondiente a la PS 10).

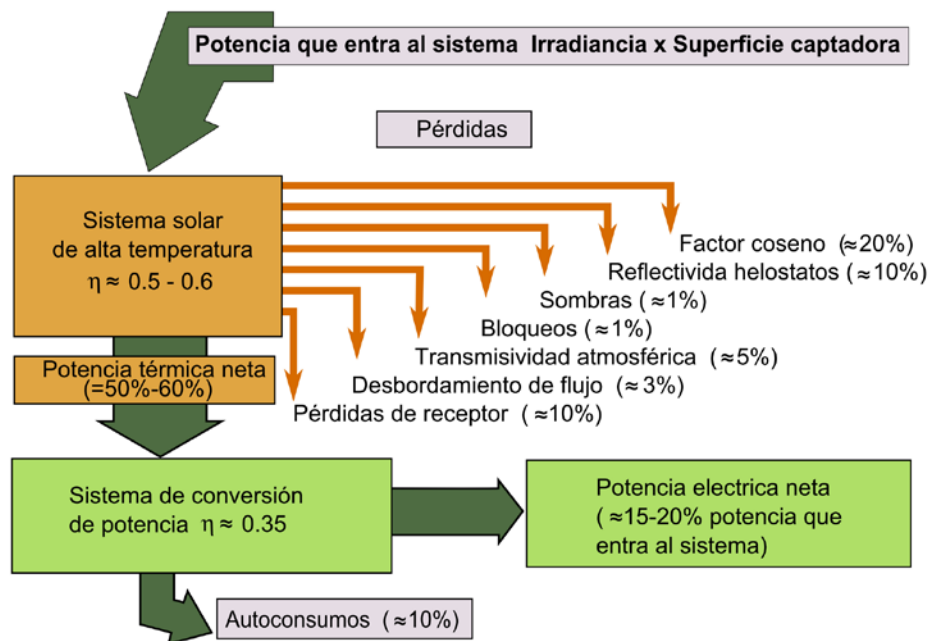


Figura 33. Balance energético de una CETs de receptor central.

Fuente: (Ruiz H., Silva P., & Lillo B., 2009)

3.5.3 Balance energético del Sistema de Disco Parabólico.

Los parámetros que caracterizan el comportamiento energético del concentrador son los siguientes:

- Área de apertura del concentrador, A_p
- Área de apertura del receptor, A_{rec}
- Fracción del área de apertura no sombreada
- Reflectividad de la superficie, ρ
- Fracción de intercepción (fracción de la energía reflejada por el concentrador que entra en el receptor, alcanzando la superficie absorbadora), ϕ .

El receptor, así como la máquina térmica de potencia y el generador, vienen caracterizados por sus respectivos rendimientos energéticos, definidos como cocientes entre las potencias de salida y entrada a cada uno de estos componentes.

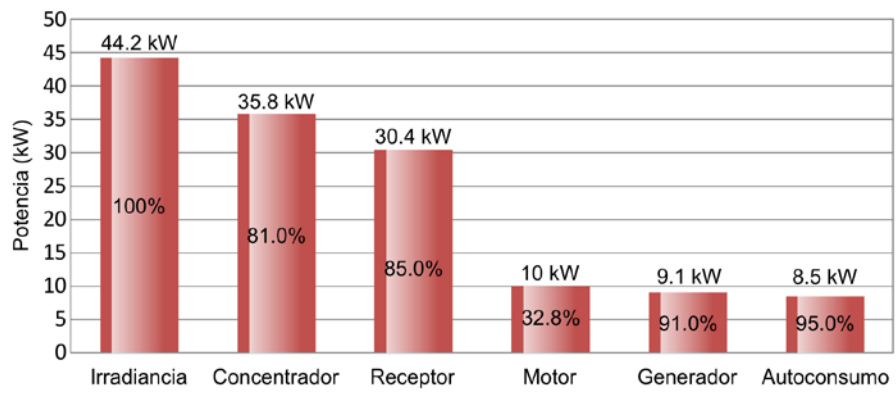


Figura 34. Balance energético de un sistema Eurodish.

Fuente: (Ruiz H., Silva P., & Lillo B., 2009)

CAPÍTULO IV

DIMENSIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING TIPO β

4.1 Análisis de la geometría y volumen del paraboloides de revolución

4.1.1 Ecuación de la parábola

La parábola es el lugar geométrico de un punto que se mueve en el plano, de tal manera que su distancia de una recta fija, situada en el plano, es siempre igual a su distancia de un punto fijo del plano y que no pertenece a la recta. Para encontrar la ecuación de la parábola, se toma como eje focal el eje z .

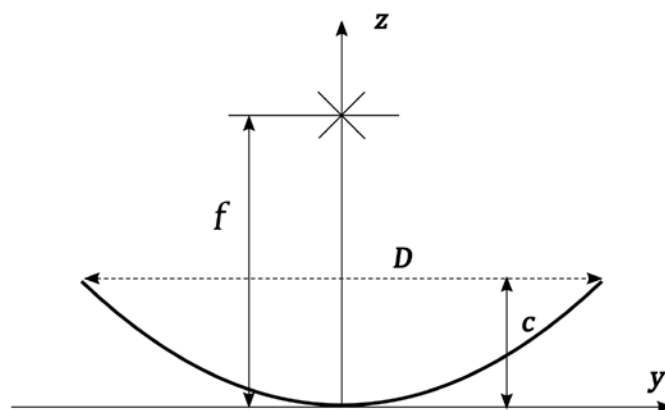


Figura 35. Parábola con eje focal el eje z

De acuerdo con la figura anterior, la expresión de la parábola se define de la siguiente manera:

$$y^2 = 4fz \quad (4.1)$$

De tal forma que despejando z se obtiene:

$$z = \frac{y^2}{4f}$$

En la boca de la parábola, es decir en el borde superior $y = \frac{D}{2}$, $z = c$,

$$c = \frac{D^2}{16f}$$

Por lo tanto, arreglando la expresión anterior para obtener la relación f/D se tiene

$$c = \frac{D}{16\left(\frac{f}{D}\right)}$$

En donde: D diámetro de boca de la parábola; f distancia focal; c profundidad de la parábola en el centro. Por otra parte, para un paraboloides de boca circular el área de apertura se representa por.

$$A_{em} = \frac{\pi D^2}{4}$$

Donde: D diámetro del paraboloides; A_{em} es el área efectiva máxima de captación electromagnética o de radiación del sistema parabólico. Si el sistema no tiene pérdidas representa el área de la boca del paraboloides.

Relación entre el foco y el diámetro de la parábola:

Es importante recalcar que cuando un reflector de muy baja relación f/D con valores menores a 0.25, es muy sensible a los cambios de la intensidad de radiación. Pequeñas variaciones provocan pérdidas por desadaptación. Además, los reflectores con muy baja relación foco diámetro exigen mayor precisión en la construcción que aquellos con mayor relación f/D . Un buen

compromiso es la utilización de valores que se encuentren dentro del rango que se indican a continuación:

$$0.25 \leq \frac{f}{D} \leq 0.6$$

Si se toma como valor el límite inferior de 0.25, el foco de la parábola se ubica dentro de la altura del plato, con esto se puede reducir las pérdidas térmicas por convección. Sin embargo, la transferencia de calor por radiación que se disipa sobre el plato parabólico origina su calentamiento. En éstos sistemas el foco absorbedor se encuentra a alta temperatura mientras que el espejo debe permanecer frío, con temperatura algo superior al ambiente, por lo que, no es recomendable tomar el valor mínimo. Por otra parte, si se toma el límite superior de la relación foco / diámetro con el valor de 0.6 el absorbedor se aleja considerablemente del plato parabólico y está expuesto a mayores pérdidas térmicas por convección. Al estar distante del espejo la radiación emitida por la cámara de reacción no calienta al reflector. Es importante recalcar que con ésta ubicación se protege al material reflectivo, no así se altera el tamaño de la estructura soporte del absorbedor.

Ecuaciones analíticas de los paraboloides:

Para el caso del paraboloides elíptico (Lehmann, 1995) se tiene la siguiente expresión

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = Cz \quad (4.2)$$

Para un paraboloides de revolución el semieje a es igual al semieje b por lo que la ecuación anterior se reduce a:

$$x^2 + y^2 = a^2 Cz$$

Si al coeficiente literal de la variable z se lo considera como k la ecuación del paraboloides de revolución se expresa de la siguiente manera:

$$x^2 + y^2 = kz$$

4.1.2 Volumen del paraboloides

Para hallar el volumen de un paraboloides de revolución (Stewart, 2013), se necesita restar el volumen del cilindro de diámetro D y altura c , con el volumen de la región que se encuentra bajo el paraboloides.

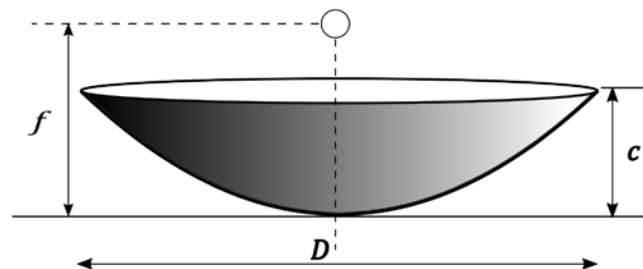


Figura 36. Región formada por el cilindro y el paraboloides

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

El modelo matemático para hallar la fórmula de cálculo del volumen para la región interna, entre cilindro y paraboloides, se presenta a continuación.

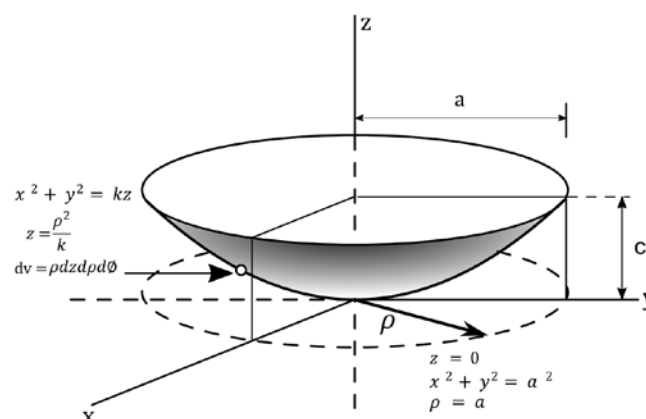


Figura 37. Paraboloides de revolución

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

El volumen de la región que se encuentra arriba del plano xy , está limitado por el paraboloides.

$$x^2 + y^2 = kz$$

y el cilindro:

$$x^2 + y^2 = a^2$$

Transformando estas expresiones en coordenadas cilíndricas, se tiene respectivamente:

$$z = \frac{\rho^2}{k}$$

$$\rho = a$$

Entonces, el volumen buscado es cuatro veces el volumen mostrado en el corte de la Figura 37

$$V = 4 \int_{\phi=0}^{\frac{\pi}{2}} \int_{\rho=0}^a \int_{z=0}^{\frac{\rho^2}{k}} \rho dz d\rho d\phi \quad (4.3)$$

Por otra parte, el volumen del cilindro es:

$$V_{cil} = \frac{\pi D^2 c}{4}$$

Al restar el volumen del cilindro con el de la región, se obtiene el valor para el volumen del paraboloides de revolución.

Superficie del paraboloides:

Una superficie de revolución (Leithold, 1999), es aquella que se genera cuando gira una curva alrededor de un eje central como se lo puede observar en la Figura 38.

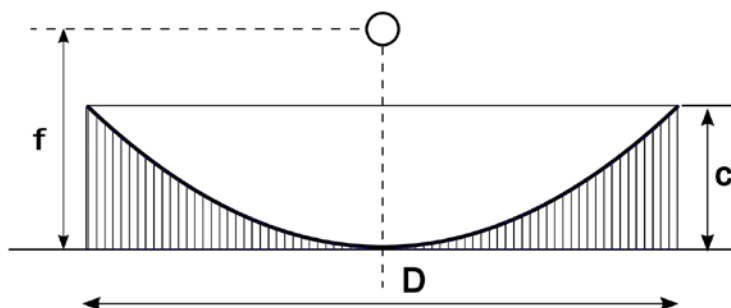


Figura 38. Superficie de revolución de tipo parabólico esférico

Fuente: (Stewart, 2013)

Para calcular el área superficial de un paraboloides de revolución generado al rotar la mitad superior de la parábola.

$$y^2 = 4fz$$

Dentro del intervalo $0 \leq z \leq c$ alrededor del eje z . Si se despeja y , en la ecuación de la parábola, se obtiene:

$$y = 2 f^{\frac{1}{2}} z^{\frac{1}{2}} \quad (4.4)$$

De modo que el área de la superficie de revolución se define por la siguiente expresión:

$$A_s = \left(\frac{8}{3}\right) \pi \left(\sqrt{f(f+c)^3} - f^2\right) \quad (4.5)$$

Donde f es el foco de la parábola; c es la altura del concentrador parabólico; A_s corresponde al área de la superficie de revolución en unidades al cuadrado.

Radio de curvatura:

El radio de curvatura de una línea curva o un objeto aproximable mediante una curva es una magnitud geométrica que puede definirse en cada punto de la misma que coincide con el inverso de la curvatura en cada punto. El radio de curvatura se define por la siguiente expresión:

$$\rho = \frac{(1 + y'^2)^{\frac{3}{2}}}{y''} \quad (4.6)$$

Donde: ρ es el radio de curvatura, y' corresponde a la primera derivada de la función $f(z)$, y'' la segunda derivada de la función indicada.

4.2 Pérdidas de energía térmica, coeficiente U global

El parámetro de interés en el análisis térmico del absorbedor, del motor Stirling, corresponde a la determinación del coeficiente global de transferencia de calor que involucra las resistencias térmicas de la cámara de reacción, que se observa en la Figura 39 y la que incluye al cabezal de enfriamiento compuesto por aletas de aluminio.

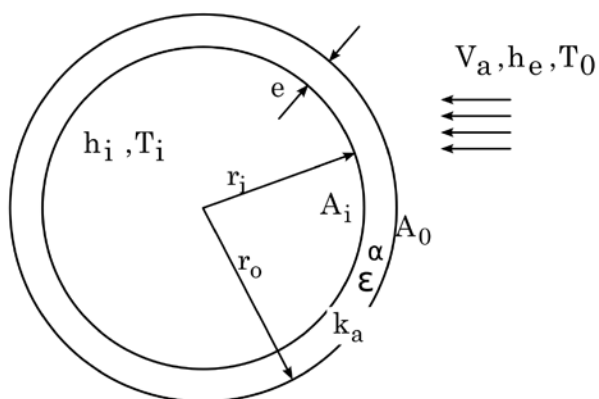


Figura 39. Cilindro de la cámara de reacción

La forma geométrica del cilindro de compresión y expansión se lo puede observar en la Figura 40.

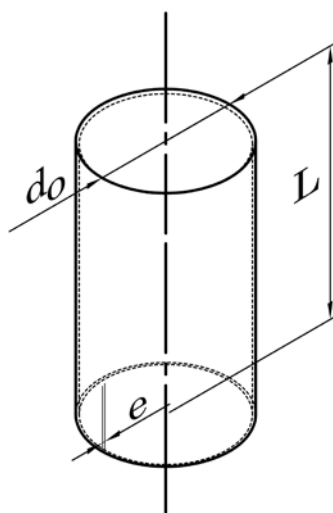


Figura 40. Cámara de reacción

En la parte interior de la cámara de reacción donde el aire se comprime y se expande se tiene la resistencia a la transferencia de calor por convección y radiación.

$$R_i = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot h_i \cdot L} \quad (4.7)$$

Donde:

R_i resistencia interna, en $\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C} / \text{W}$; r_i radio interno, en m; h_i coeficiente interno de transferencia de calor, en $\text{W} / \text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$; L longitud de la cámara, en m

$$h_i = h_{ci} + h_{ri}$$

Para encontrar el coeficiente de convección interna, se debe utilizar los modelos matemáticos para procesos de convección forzada en flujo turbulento.

El número de Reynolds depende de la velocidad de expansión de los gases la misma que es similar a la velocidad tangencial del cigüeñal cuando el eje de la manivela coincide con el eje x en sentido horizontal

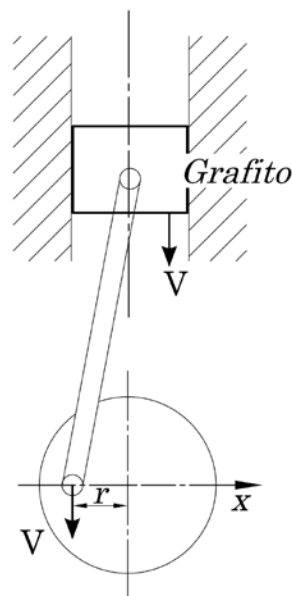


Figura 41. Similitud entre la velocidad tangencial y de expansión

Para encontrar la velocidad promedio de expansión del aire se toma en consideración que la velocidad tangencial del mecanismo biela manivela, al atravesar por el eje x es similar a la velocidad axial del émbolo.

El número de Reynolds está dado por:

$$Re_{di} = \frac{V \cdot d_i}{\nu_{aire}} \quad (4.8)$$

Donde

V velocidad del aire , en m/s ; d_i diámetro interno de la cámara, en m ; ν_{aire} viscosidad cinemática del aire, en m^2/s

La viscosidad cinemática del aire se halla con:

$$T = \frac{T_s + T_b}{2} \quad (4.9)$$

Donde:

T_s temperatura superficial, en C; T_b temperatura media volumétrica del aire, en C.

Para convección forzada flujo turbulento se utiliza el número de Nusselt

$$Nu = \frac{h D}{K} = 0.023 Re_{di}^{0.8} \cdot Pr^n \quad (4.10)$$

Cuando Reynolds varía de 10000 a 120000, el número de Prandtl varia de 0.7 a 120 el valor de n es 0.3 para enfriamiento del fluido. De tal manera que h interior es igual a

$$h_i \frac{D}{k} = 0.023 \cdot Re_{di}^{0.8} \cdot Pr^{0.3} \quad (4.11)$$

El coeficiente de radiación interna $h_{ri} = 4\varepsilon_a \sigma T_m^3$, T_m es la temperatura promedio entre la temperatura superficial del acero y la temperatura media volumétrica del aire T_{bi}

En la pared de la cámara se tiene una resistencia a la transferencia de calor por conducción, la misma que se calcula con

$$R_a = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_a} \quad (4.12)$$

Donde:

R_a resistencia en el interior de la cámara de reacción de acero, en $m^2 \text{ } ^\circ\text{C} / W$; r_i radio interno, en m ; r_o radio externo, en m ; k_a conductividad del acero, en $W/(m K)$; L longitud, en m .

En el exterior del cilindro de acero se tienen dos resistencias la una por convección externa y la de radiación.

$$R_o = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_o \cdot h_e \cdot L} \quad (4.13)$$

Donde:

r_o radio interior del cilindro, en m ; h_e coeficiente externo de transferencia de calor por convección y radiación que está dado por: $h_e = h_{ce} + h_{cr}$; para el caso de la convección forzada para medios externos se utiliza la expresión siguiente:

$$h_{ce} = 2.8 + 3 Va \quad (4.14)$$

Asumiendo que en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor, se involucra el área exterior $A_o = \pi d_o L$; se obtiene, para una pared simple cilíndrica

$$U = \frac{1}{A_o \cdot \sum R_t} \quad (4.15)$$

Reemplazando la ecuación del área y la sumatoria de resistencias térmicas, el coeficiente U se define por:

$$U = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_o \cdot L \cdot \left(\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_o \cdot h_e \cdot L} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_a} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot h_i \cdot L} \right)} \quad (4.16)$$

4.3 Balance energético del absorbedor y concentrador

4.3.1 Eficiencia óptica

La eficiencia óptica (Almanza S. & Muñoz G., 1994) de un concentrador cilíndrico parabólico es muy semejante a la de un paraboloides de revolución y está dada por

$$\eta_0 = \rho \cdot \tau \cdot \alpha \cdot \gamma \cdot F \cdot f_t \quad (4.17)$$

Donde:

ρ reflectividad del espejo; τ transmisividad de cubierta (=1); α absortancia del absorbedor; γ factor de forma; F error en el seguimiento; f_t fracción de la apertura no sombreada por soportes y absorbedor

Las propiedades ópticas de los materiales que se utilizan en los concentradores tienen valores típicos del orden 0.9 a 0.95 con excepción de ρ cuyo valor están entre 0.75 a 0.85 según la calidad del reflector.

4.3.2 Calor ganado por el absorbedor

Para realizar el análisis de los flujos térmicos que ingresan y salen de la cámara de reacción, llamado también absorbedor, se utiliza la Figura 42.

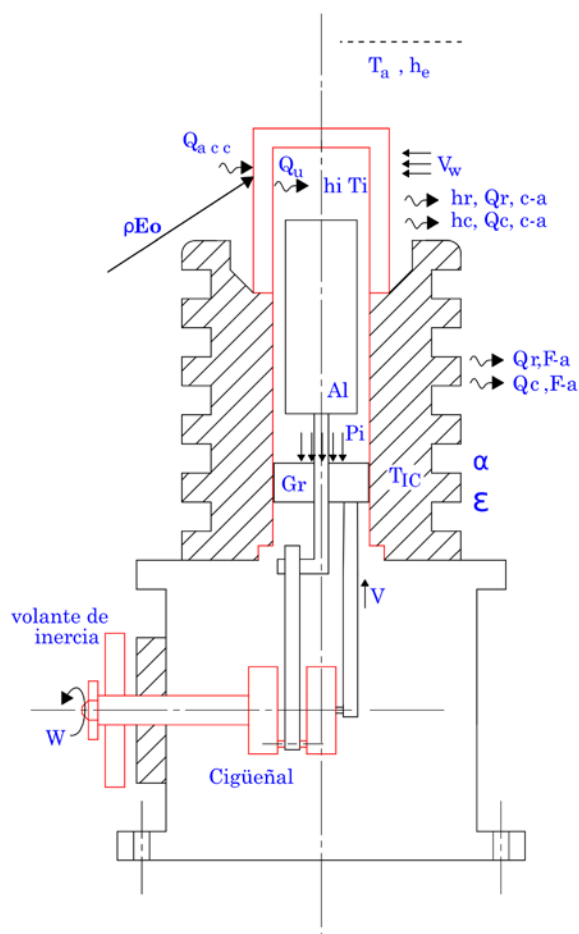


Figura 42. Balance de energía del motor Stirling

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

La energía térmica que recibe el absorbedor Q_{abs} es igual a la siguiente expresión

$$Q_{abs} = \eta_0 \cdot A_a \cdot E_g \quad (4.18)$$

Donde:

A_a área de apertura del reflector parabólico, en m^2 ; E_g irradiancia solar, en W/m^2 ; η_0 eficiencia óptica.

4.3.3 Calor perdido en la cámara de reacción

El calor perdido en la cámara de reacción es igual a la suma del calor perdido por convección y el calor perdido por radiación hacia el medio externo

$$Q_p = Q_{pc} + Q_r \quad (4.19)$$

El calor perdido por convección es igual

$$Q_{pc} = h_e \cdot A_r \cdot (T_h - T_a) \quad (4.20)$$

Donde

A_r área exterior del absorbedor, en m^2 ; T_h temperatura del absorbedor, en C ; T_a temperatura ambiente, en C

4.3.3.1 Calor perdido por radiación

$$Q_{pr} = h_r \cdot A_r \cdot (T_h - T_a) \quad (4.21)$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación se calcula con

$$h_{re} = 4 \cdot \varepsilon_a \cdot \sigma \cdot T_m^3 \quad (4.22)$$

Donde:

$\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \left(\frac{w}{m^2 \cdot K^4} \right)$ (Constante de Boltzmann); ε_a emisividad del acero; T_m temperatura media, en K .

$$T_m = \frac{T_h + T_a}{2} \quad (4.23)$$

4.3.4 Calor útil

El calor transferido al fluido de trabajo, en este caso el aire está dado por

$$Q_U = \eta_0 \cdot A_a \cdot E_g - U \cdot A_r \cdot (T_h - T_a) \quad (4.24)$$

Donde:

A_r área del absorbedor, en m^2 ; T_h temperatura de la superficie exterior del absorbedor en C ; T_a temperatura ambiente en C .

4.4 Análisis cinemático del sistema biela manivela

Con éste análisis cinemático, se determina la posición, velocidad y aceleración del pistón de grafito y del embolo de aluminio en el motor Stirling, para lo cual se hace uso del esquema biela manivela de la Figura 43. En el mismo se considera que la manivela R representa el volante de inercia, que está girando con una velocidad angular constante de ω rad/s (Nelson, Best, & Mclean, 2004).

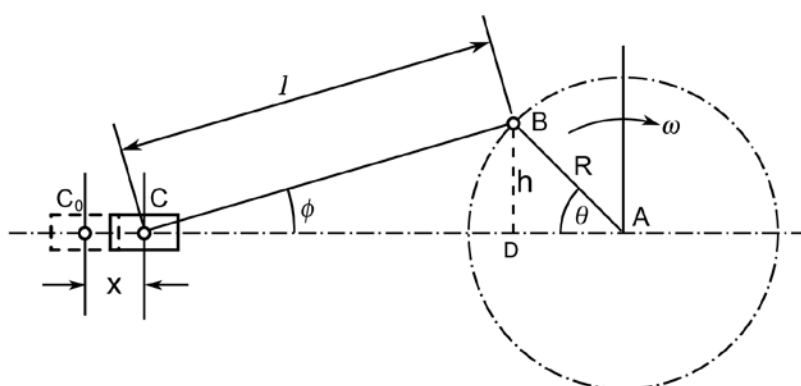


Figura 43. Mecanismo biela - manivela

Fuente: (Nelson, Best, & Mclean, 2004)

C_0 es la posición extrema izquierda de la cruceta del pistón de grafito, que se mueve horizontalmente a lo largo de la línea central de donde

$$x = C_0A - CA \text{ y } CA = CD + DA.$$

Cuando C está en C_0 , B está sobre la línea central, $C_0A = l + R$. Además $CA = l \cos \phi + R \cos \theta$, por lo que

$$x = l + R - l \cos \phi - R \cos \theta$$

A partir de los triángulos rectángulos ADB y DCB, la relación entre ϕ y θ es:

$$h = l \sin \phi = R \sin \theta$$

Reemplazando se tiene

$$\sin \phi = (R/l) \sin \theta \text{ y}$$

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \sin^2 \phi} = \sqrt{1 - (R^2/l^2) \sin^2 \theta}$$

Y el desplazamiento es,

$$x = l + R - l \sqrt{1 - (R^2/l^2) \sin^2 \theta} - R \cos \theta \quad (4.25)$$

Si se asume que:

$$\sqrt{1 - (R^2/l^2) \sin^2 \theta} \approx 1 - \frac{1}{2} (R^2/l^2) \sin^2 \theta$$

Reemplazando, el desplazamiento queda como

$$x = l + R - l + (R^2/2l) \sin^2 \theta - R \cos \theta$$

$$= R(1 - \cos \theta) + (R^2/2l) \sin^2 \theta$$

Derivando, se obtiene la expresión para la velocidad

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{dx}{dt} \\
 &= R \operatorname{sen} \theta \frac{d\theta}{dt} + \frac{R^2}{2l} 2 \operatorname{sen} \theta \cos \theta \frac{d\theta}{dt} \\
 v &= R\omega \left(\operatorname{sen} \theta + \frac{R}{2l} \operatorname{sen} 2\theta \right) \tag{4.26}
 \end{aligned}$$

Y la ecuación para la aceleración queda como:

$$\begin{aligned}
 a &= \frac{dv}{dt} \\
 &= R\omega \left(\cos \theta \frac{d\theta}{dt} + \frac{R}{2l} 2 \cos 2\theta \frac{d\theta}{dt} \right) \\
 a &= R\omega^2 \left(\cos \theta + \frac{R}{l} \cos 2\theta \right) \tag{4.27}
 \end{aligned}$$

4.5 Simulación del funcionamiento del motor Stirling.

Para determinar el desplazamiento velocidad y aceleración de los émbolos de grafito y aluminio del Motor Stirling, se utiliza un programa de simulación, con el cuál se obtiene lo siguiente:

4.5.1 Etapas del movimiento del motor

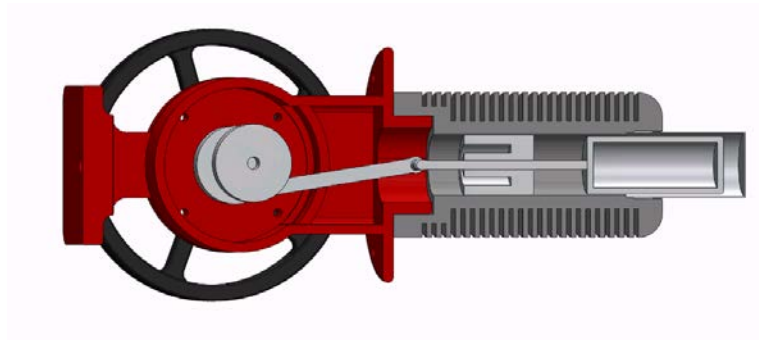


Figura 44. Posición del émbolo en el punto muerto superior en corte

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

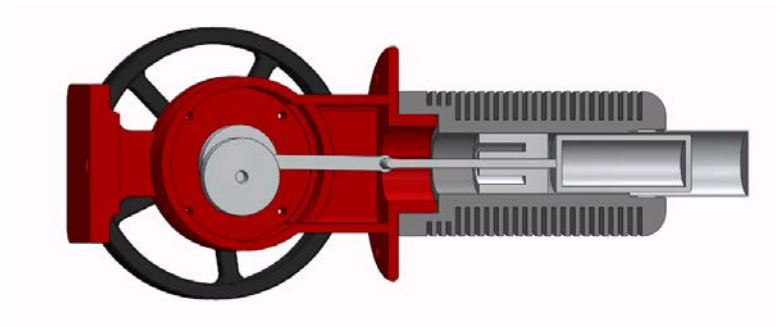


Figura 45. Posición del émbolo en el punto muerto inferior

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

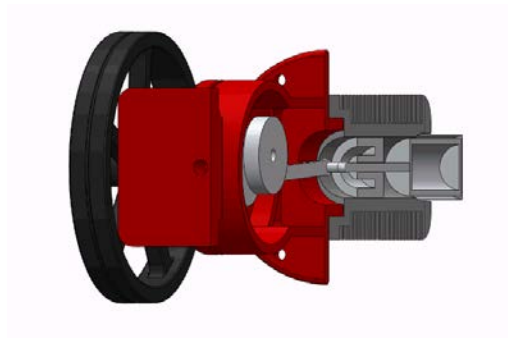


Figura 46. Rotación de la carcasa del Stirling

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

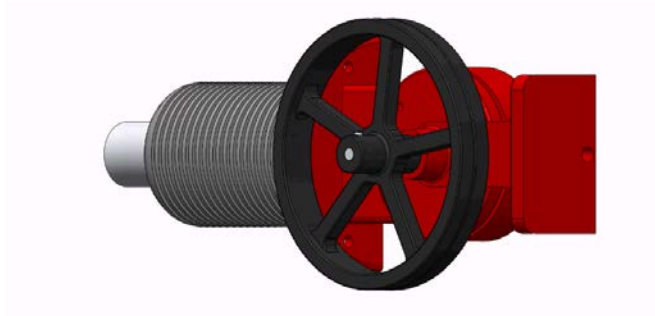


Figura 47. Volante de inercia del Motor

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

4.5.2 Desplazamiento velocidad y aceleración del émbolo de aluminio

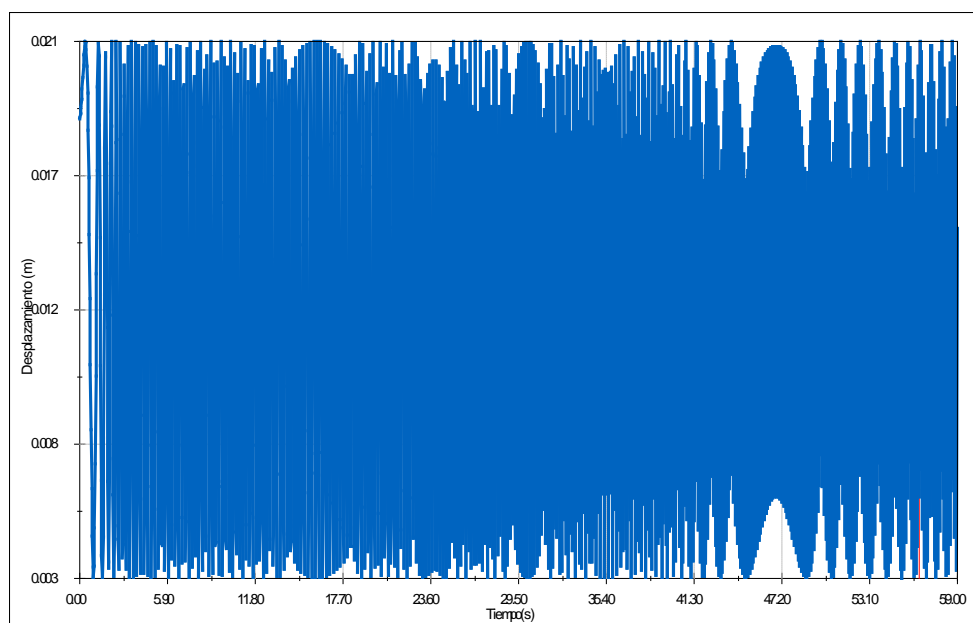


Figura 48. Desplazamiento del émbolo de aluminio

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

De acuerdo con la Figura 48, la carrera total del émbolo de aluminio es de 0.018 m , que es la diferencia entre las ordenada superior e inferior de 0.021 m con 0.003 m . En éste ensayo el tiempo de simulación es de 59 s .

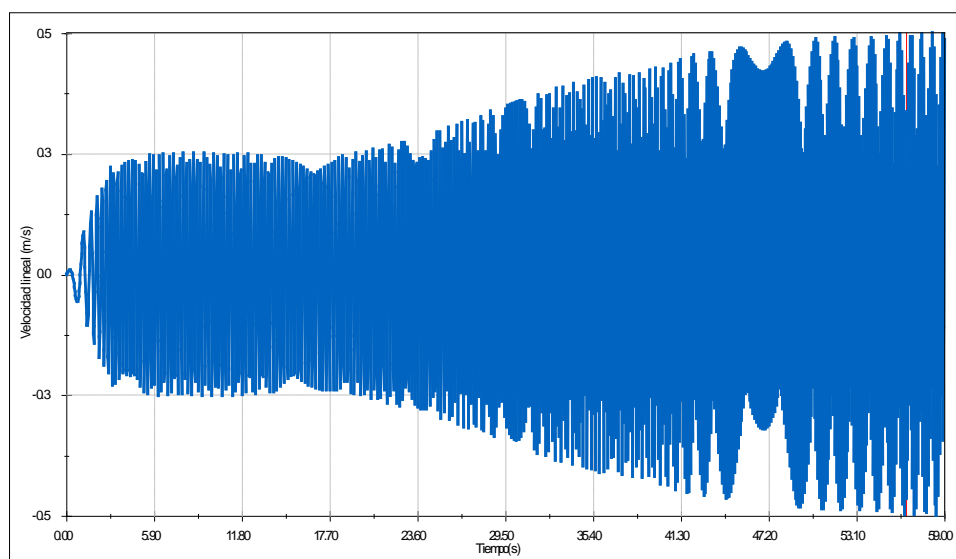


Figura 49. Velocidad del embolo de aluminio

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

De acuerdo con la Figura 49, en el punto medio, la velocidad máxima es de 0.5 m/s , cuando sube y baja el pistón de aluminio.

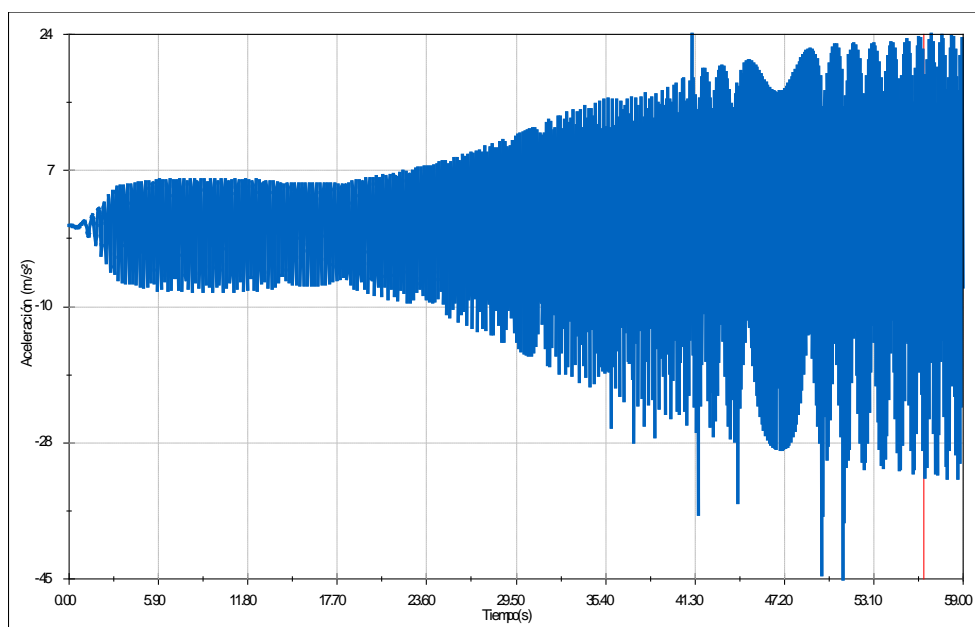


Figura 50. Aceleración del embolo de aluminio

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

De acuerdo con la Figura 50, la aceleración es máxima cuando se aproxima al punto muerto superior con un valor de 24 m/s^2 y la desaceleración máxima tiene un valor superior a -28 m/s^2 .

4.5.3 Desplazamiento velocidad y aceleración del émbolo de grafito

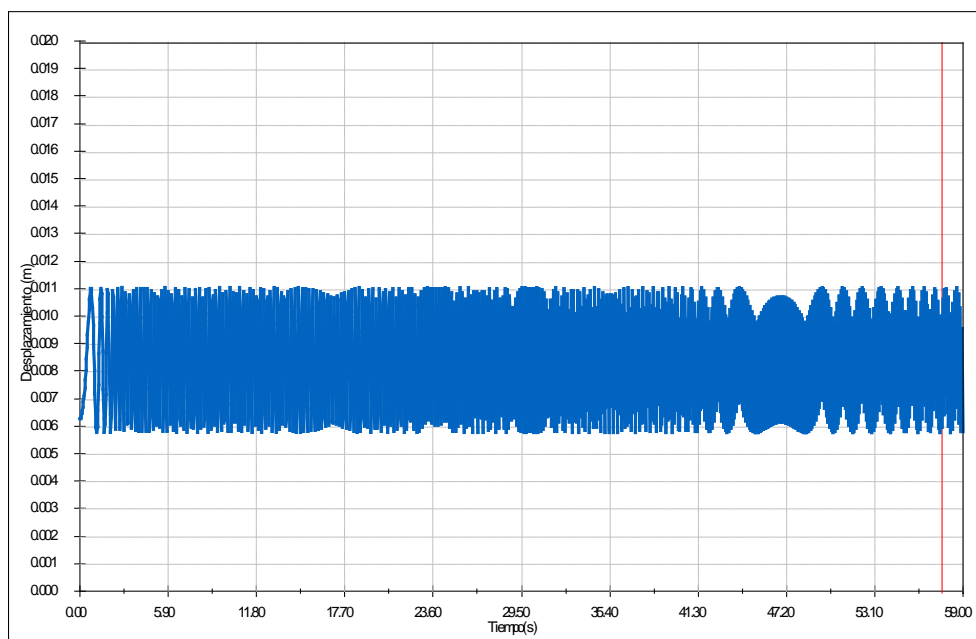


Figura 51. Desplazamiento del pistón de grafito

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

De acuerdo con la Figura 51, la carrera del pistón de grafito es de 0.005 m , que corresponde a la diferencia entre 0.011 m en el punto muerto superior y 0.006 m en el punto muerto inferior.

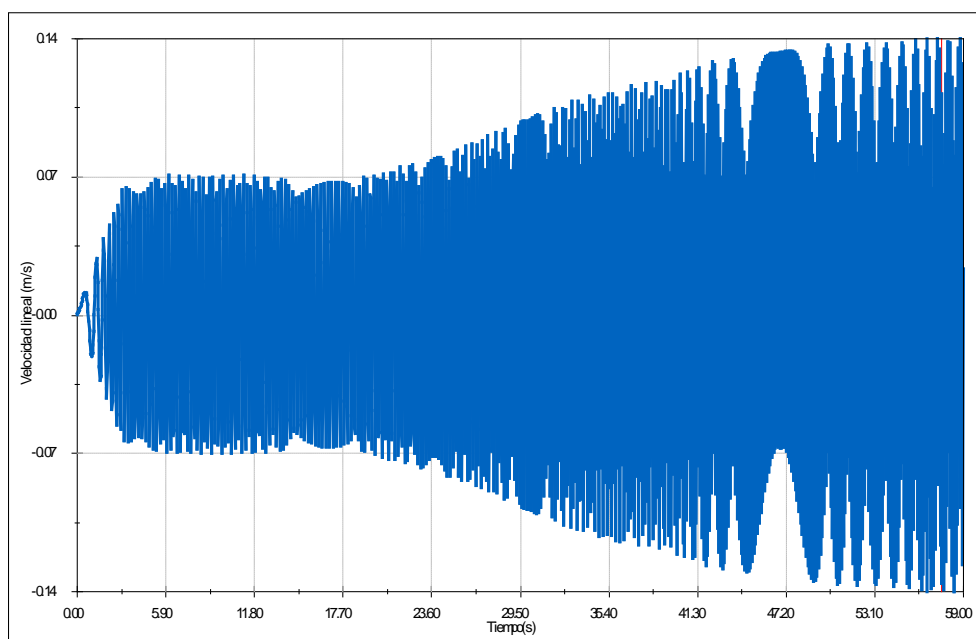


Figura 52. Velocidad del pistón de grafito

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

De acuerdo con la Figura 52, la velocidad máxima del pistón de grafito es de 0.14 m/s .

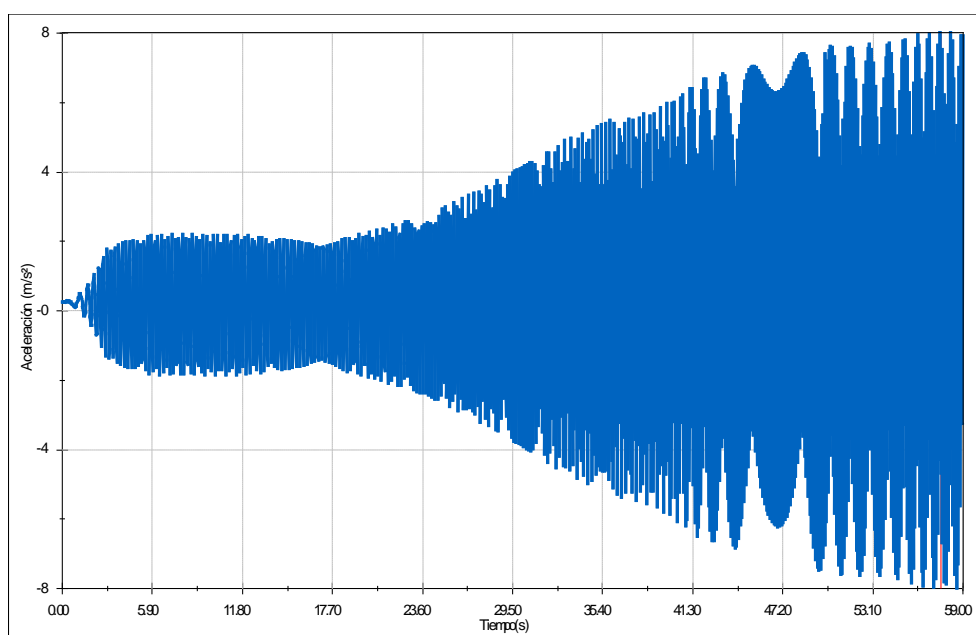


Figura 53. Aceleración del pistón de grafito

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

En la Figura 53 se puede observar que la aceleración es máxima cuando se aproxima al punto muerto superior con un valor de 8 m/s^2 y se produce una desaceleración máxima de -8 mm/s^2 en el punto muerto inferior.

4.5.4 Energía cinética de los elementos del motor Stirling

En las figuras 54, 55, 56 y 57, se aprecian las curvas relacionadas con la energía cinética de los elementos más representativos del motor, se puede apreciar, que el volante de inercia es el elemento que contiene una mayor cantidad de energía.

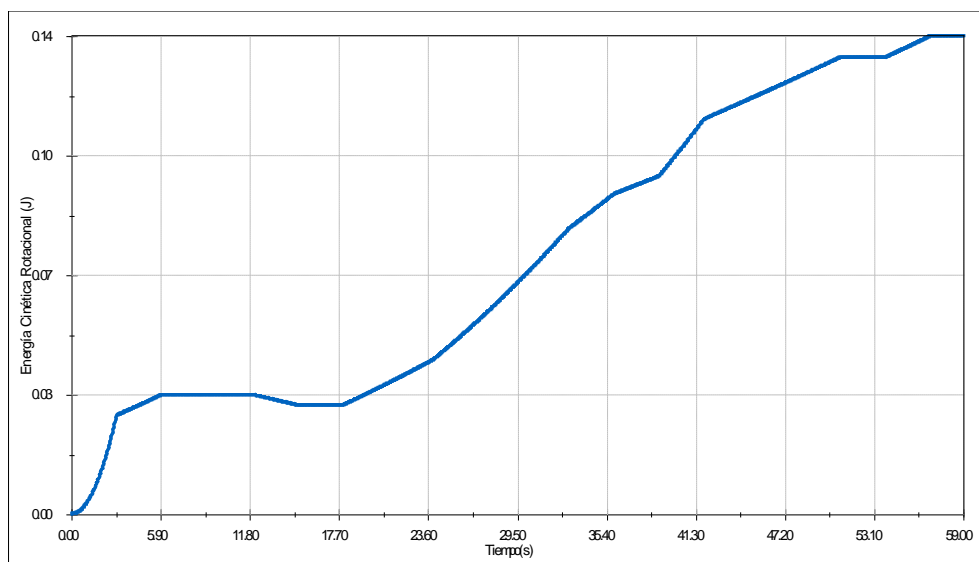


Figura 54. Energía Cinética - Volante de Inercia Aluminio

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

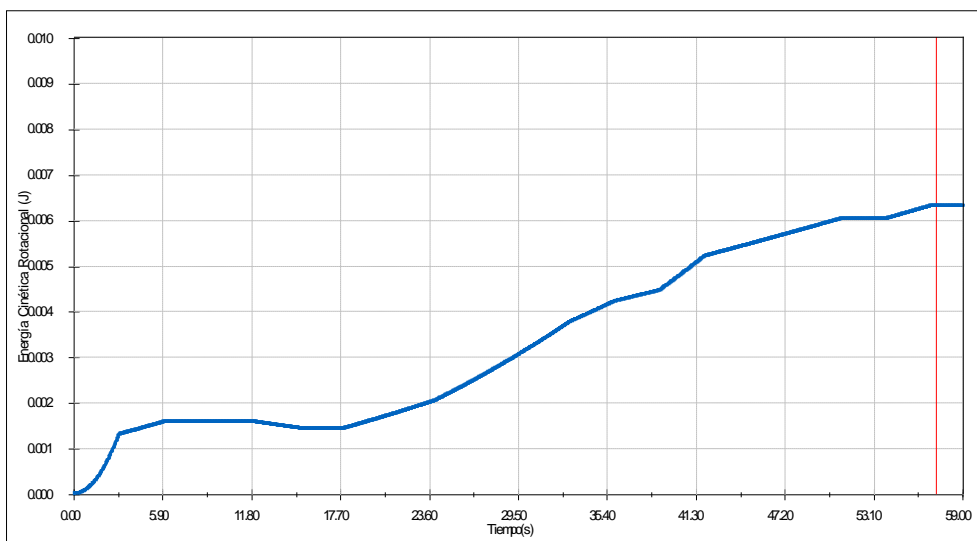


Figura 55. Energía Cinética - Cigüeñal

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

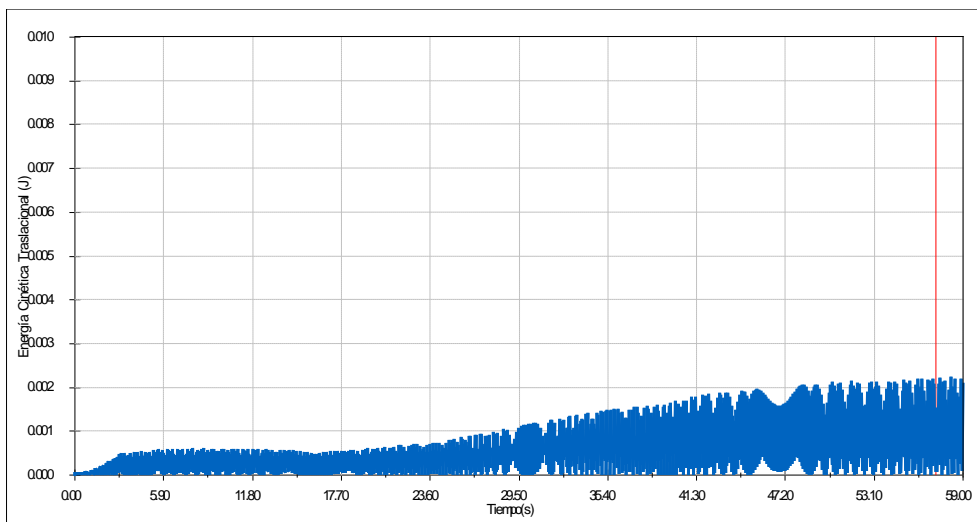


Figura 56. Energía Cinética - Pistón Aluminio

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

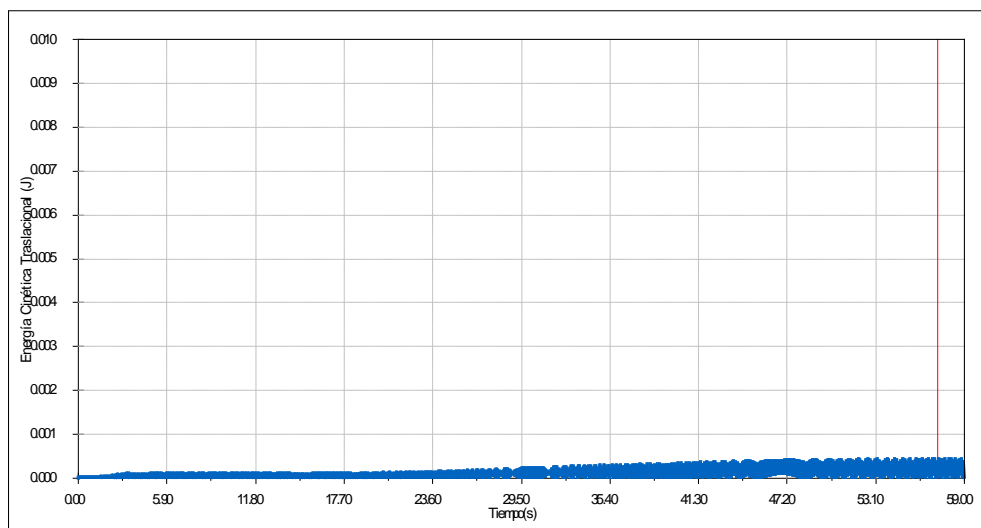


Figura 57. Energía Cinética - Pistón Grafito

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

4.6 Procedimiento de cálculo.

Para realizar el dimensionamiento y análisis energético se necesita conocer algunos parámetros geométricos como son: diámetro exterior y espesor del cilindro absorbedor, longitud de cámara, carrera del émbolo y velocidad axial. Estos valores se indican a continuación

$d_o := 0.0212$	(m)	Diámetro exterior de la CR
$e_p := 0.0004$	(m)	Espesor de CR
$d_i := d_o - 2 \cdot e_p$		Diámetro interior de la CR
$d_i = 0.02$	(m)	
$L_c := 0.0394$	(m)	Longitud de cámara
$c_e := 0.018$	(m)	Carrera del émbolo de aluminio
$V_a := 0.20$	$\left(\frac{m}{s}\right)$	Velocidad del aire

El coeficiente de convección externo, considera la velocidad del aire en los alrededores del dispositivo energético. Para 0.2 m/s, la expresión da

como resultado $3.4 \text{ W/m}^2\text{°C}$, valor que se obtiene con la ecuación para aire forzado.

$$h_{ce} := 2.8 + 3 \cdot V_a$$

$$h_{ce} = 3.4 \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}} \right) \quad \text{Coeficiente de convección externo}$$

Para el análisis térmico, los datos requeridos son: emisividad del material, temperatura máxima y mínima de la cámara de reacción, con éstas últimas se puede encontrar la temperatura media logarítmica del regenerador.

$$\xi_a := 0.5 \quad \text{Emisividad del acero}$$

$$\sigma := 5.67 \cdot 10^{-8} \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}^4} \right) \quad \text{Constante de Boltzmann}$$

$$T_{max} := 204.63 \quad (\text{°C}) \quad \text{Temperatura máxima CR}$$

$$T_{max1} := T_{max} + 273$$

$$T_{max1} = 477.63 \quad (K)$$

$$T_{min} := 95.51 \quad (\text{°C}) \quad \text{Temperatura enfriador}$$

$$T_{min1} := T_{min} + 273$$

$$T_{min1} = 368.51 \quad (K)$$

$$T_r := \frac{T_{max1} - T_{min1}}{\ln\left(\frac{T_{max1}}{T_{min1}}\right)}$$

$$T_r = 420.71 \quad (K)$$

$$T_a := 23.9 \quad (\text{°C}) \quad \text{Temperatura ambiente}$$

$$T_{a1} := T_a + 273 \quad (K)$$

$$T_m := \frac{T_{max1} + T_{a1}}{2}$$

Temperatura media pared / ambiente

$$T_m = 387.27 \quad (\text{K})$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación tiene relación directa con la temperatura promedio elevada al cubo y la emisividad del acero.

$$h_{re} := 4 \xi_a \sigma T_m^3$$

$$h_{re} = 6.59 \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right) \quad \text{Coeficiente de radiación externo}$$

$$h_e := h_{ce} + h_{re}$$

$$h_e = 9.986 \quad \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}} \right) \quad \text{Coeficiente de radiación}$$

Sumados los coeficientes de convección y radiación se alcanza un valor de $9.986 \text{ W}/(\text{m}^2\text{°C})$, para la interface material y aire externo.

Para el análisis cinemático que comprende velocidad aceleración y desplazamiento se toma como referencia los siguientes datos:

$$\alpha := 30^\circ$$

Desplazamientos angulares del cigüeñal

$$\alpha_1 := \alpha \cdot \frac{\pi}{180} \quad (\text{rad})$$

$$\lambda := \frac{r_i}{L_b}$$

Índice de la inclinación máxima de la biela (Chávez A. & Orquera R., 2012)

$$\lambda = 0.17$$

$$\beta := \text{asin}(\lambda \cdot \sin(\alpha_1))$$

$\beta = 0.08$ (rad) Angulo β para cada posición de la biela

$$\beta_1 := \beta \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\beta_1 = 4.78^\circ$$

De acuerdo con los datos experimentales la velocidad promedio de rotación del cigüeñal es de 600 RPMs (ensayo E8-1 Fecha: 2016-03-24 Anexo 1), en cuanto al desplazamiento la carrera del pistón se delimita en 0.018 m

$n := 600$ ($\frac{rev}{min}$) Revoluciones por minuto del cigüeñal

$c_p := 0.018$ (m) Carrera del pistón de aluminio

VELOCIDAD LINEAL

$$V_L := \frac{\pi n}{30} \cdot \left(r_i (\sin(\alpha_1)) + \frac{\lambda}{2} \sin(2 \cdot \alpha_1) \right)$$

$V_L = 0.36$ ($\frac{m}{s}$) Velocidad Lineal

VELOCIDAD MEDIA DEL PISTÓN (V_{mp})

$$V_{mp} := \frac{c_p \cdot n \cdot \pi}{30} \quad (\text{Chávez A. \& Orquera R., 2012})$$

$V_{mp} = 1.13$ ($\frac{m}{s}$) Velocidad media del pistón

VELOCIDAD ANGULAR (ω)

$$\omega := \frac{n \cdot \pi}{30}$$

Velocidad angular

$$\omega = 62.8 \quad \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$$

ACELERACIÓN (a)

$$a := \omega^2 \cdot r_i \cdot (\cos(\alpha_1) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha_1))$$

$$a = 37.5 \quad \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) \quad \text{Aceleración tangencial}$$

Los principales parámetros cinemáticos son: velocidad lineal de 0.36 m/s, velocidad media del pistón 1.13 m/s, velocidad angular 62.8 rad/s y la aceleración tangencial de 37.5 m/s².

Debido a que la velocidad media del pistón es bastante baja se considera que el flujo de energía térmica se realiza por convección natural.

$$\nu_{\text{aire}} := 2.975 \cdot 10^{-5} \quad \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right) \quad \text{Viscosidad cinemática del aire}$$

$$Pr := 0.7014 \quad \text{Número de Prandtl}$$

COEFICIENTE DE EXPANSIÓN VOLUMÉTRICA (β)

$$\beta_a := \frac{1}{T_r} \quad \text{Coeficiente de Expansión Volumétrica}$$

$$\beta_a := 2.377 \cdot 10^{-3} \quad (\text{K}^{-1})$$

NÚMERO DE GRASHOF (Gr_L)

$$gr := 9.8 \quad \left(\frac{m}{s^2}\right) \quad \text{Aceleración de la gravedad}$$

$$Lt := 0.039 \quad (m) \quad \text{Longitud total del cilindro de la cámara de reacción}$$

$$Gr_L := \frac{gr \cdot \beta_a \cdot (T_{max1} - T_r) \cdot Lt^3}{v_{aire}^2}$$

$$Gr_L = 88857.146 \quad \text{Número de Grashof}$$

Luego de calcular el número de Grashof, cuyo valor es de 88857.146 , se debe calcular el número de Nusselt.

NUMERO DE NUSSOLT (Nu)

$$Nu := \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{7 \cdot Gr_L \cdot Pr}{5 \cdot (20 + 21 \cdot Pr)} \right)^{\frac{1}{4}} + \frac{4 \cdot (272 + 315 \cdot Pr) \cdot Lt}{35 \cdot (64 + 63 \cdot Pr) \cdot d_i} \quad (\text{Chávez A. \& Orquera R., 2012})$$

$$Nu = 9.63 \quad \text{Número de Nusselt}$$

En el interior del cilindro, los mecanismos de transferencia de calor son por convección y radiación y se calculan sus valores con el siguiente procedimiento.

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN (h_c)

$$k_{aire} := 0.03511 \quad \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right) \quad \text{Conductividad térmica del aire a } 160^\circ C$$

$$h_{ci} := \frac{Nu \cdot k_{aire}}{d_i}$$

$$h_{ci} = 16.58 \quad \left(\frac{W}{m^2 K} \right) \quad \text{Coeficiente de Transferencia de calor por Convección Natural}$$

$$T_{mi} := \frac{T_r + T_{max}}{2}$$

Temperatura media interior en el cilindro

$$T_{mi} = 312.67 \quad (K)$$

$$h_{ri} := 4 \cdot \xi_a \cdot \sigma \cdot T_{mi}^3 \quad \left(\frac{W}{m^2 K} \right)$$

$$h_{ri} := 3.47 \quad \left(\frac{W}{m^2 K} \right)$$

$$h_i := h_{ci} + h_{ri}$$

$$h_i := 20.05 \quad \left(\frac{W}{m^2 K} \right)$$

$$r_o := \frac{d_o}{2} \quad (m) \quad \text{Radio exterior}$$

A continuación con los datos de los coeficientes de convección y conducción, se encuentra el coeficiente global de transferencia de calor

$$k_a := 60 \quad \left(\frac{W}{m K} \right) \quad \text{Conductividad térmica del acero}$$

$$U := \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k_a} + \frac{r_o}{r_i \cdot h_i}}$$

$U = 6.494$ $\left(\frac{W}{m^2 \cdot C}\right)$ Coeficiente global de transferencia de calor

De acuerdo la tabla de Kreith, para supercalentadores, U varía de 3 a 10

En el análisis térmico del motor Stirling es necesario calcular el calor absorbido y calor perdido por las paredes hacia el exterior.

CALOR ABSORBIDO POR LA CÁMARA DE REACCIÓN

$$\rho_r := 0.75$$

$$\tau := 1$$

$$\alpha_{cr} := 0.9$$

$$\gamma_1 := 0.9$$

$$F_1 := 0.9$$

$$f_t := 0.9$$

$$\eta_o := \rho_r \cdot \alpha_{cr} \cdot \gamma_1 \cdot F_1 \cdot f_t$$

$$\eta_o = 0.49$$

Eficiencia óptica

$$D := 0.7$$

(m)

Diámetro del espejo parabólico

$$A_a := \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

Área del espejo parabólico

$$A_a = 0.385$$

(m²)

$$I := 975.34$$

$\left(\frac{W}{m^2}\right)$

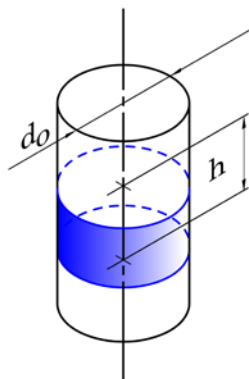
Ensayo 2-2, fecha: 2016/03/08

$$Q_{abs} := \eta_o \cdot A_a \cdot I$$

$$Q_{abs} = 184.7 \quad (\text{W})$$

La cantidad de calor que se absorbe en el motor para ser transferido al fluido de proceso es de 184.7 W. Es necesario indicar que ésta es una unidad térmica.

CALOR PERDIDO POR LA CÁMARA DE REACCIÓN CR



$$h := 0.02 \quad (\text{m}) \quad \text{Altura de incidencia de la luz}$$

$$A_r := \pi \cdot do \cdot h \quad (\text{m}^2) \quad \text{Área de incidencia de la luz concentrada}$$

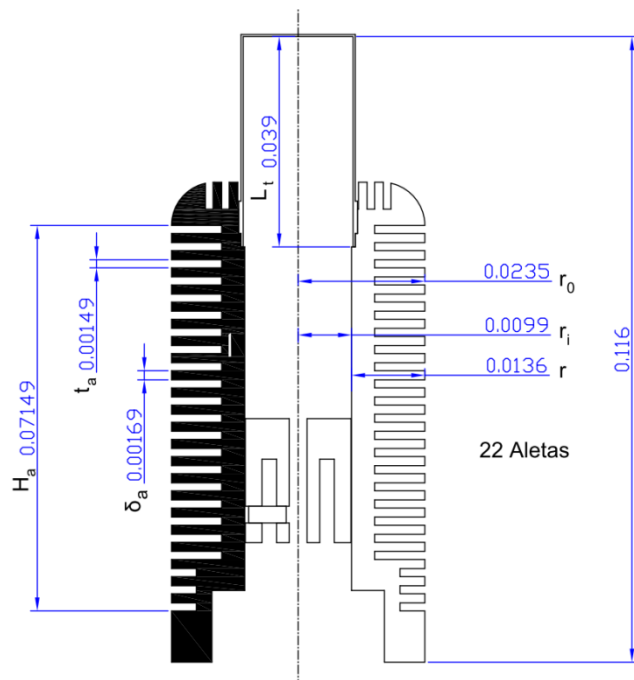
$$A_r = 1.33 \cdot 10^{-3} \quad (\text{m}^2)$$

$$Q_{pc} := U \cdot A_r \cdot (T_{max} - T_a)$$

$$Q_{pc} = 1.563 \quad (\text{W})$$

De acuerdo al resultado obtenido, el calor perdido por la cámara es de 1.6 W que se puede considerar como despreciable.

CALOR PERDIDO POR LAS ALETAS



$h_c := 6.22$ $\left(\frac{W}{m^2K}\right)$ Coeficiente de película (Chávez A. & Orquera R., 2012)

$N_a := 22$

$\delta_a := 0.00169$ (m)

$r_0 := 0.0235$ (m)

$r_{2c} := r_0 + \frac{\delta_a}{2}$ (m)

$r_i := 0.0099$ (m)

$t_a := 0.00149$ (m)

$r := 0.0136$ (m)

$H_a := 0.07149$ (m)

$A_f := 2 \pi(r_{2c}^2 - r_i^2)$ (m^2)

$A_f = 3.11 \cdot 10^{-3}$ (m^2)

$$A_t := N_a \cdot A_f + 2 \pi (H_a - N_a t_a)$$

$$L_c := r + \frac{\delta_a}{2}$$

$$A_p := L_c \cdot \delta_a$$

$$k_{Al} := 205 \quad \left(\frac{W}{m K} \right) \quad \text{Conductividad térmica del aluminio}$$

$$n_f := L_c^{\frac{3}{2}} \left(\frac{h_c}{k_{Al} \cdot A_p} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Chávez A. \& Orquera R., 2012})$$

$$\theta_b := T_{\min} - T_a$$

$$Q_t := h_c \cdot A_t \left(1 - \frac{N_a \cdot A_f \cdot (1 - n_f)}{A_t} \right) \cdot \theta_b \quad (\text{Chávez A. \& Orquera R., 2012})$$

$$Q_t = 108.6 \quad (W)$$

En las aletas se evacúa la mayor cantidad de calor, alcanzando 108.6 W.

CALOR ÚTIL

$$Q_u := Q_{abs} - Q_{pc} - Q_t$$

$$Q_u = 74.52 \quad (W)$$

Tomando en cuenta el calor absorbido y su diferencia con el calor perdido, el calor realmente aprovechable es de 74.52 W. Si a éste valor se toma un rendimiento energético global de 17% para éste tipo de tecnologías, se obtiene una potencia eléctrica de 12 W.

RAZÓN DE CONCENTRACIÓN

$$RC := \frac{A_a}{A_r}$$

$$RC = 288.92$$

RC de 289 significa que se ha concentrado ésta cantidad de veces a la radiación solar que en la práctica se le conoce como soles.

EFICIENCIA INSTANTÁNEA

$$\eta_c := \eta_o - \frac{U \cdot (T_{max} - T_a)}{E_g \cdot RC}$$

$$\eta_c = 0.488$$

La eficiencia instantánea, es del 48.8 %

La eficiencia térmica instantánea es del 48.8 %, que es un valor razonable si se lo compara con los CSP que tienen un 40% de rendimiento energético mínimo, pero en aplicaciones de baja temperatura inferior a 100°C.

CAPÍTULO V

IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA

5.1 Estructuras Soporte.

Para que el Motor Stirling tipo Beta funcione adecuadamente, se necesita un soporte para anclaje del Motor al Concentrador Parabólico (Figura 58), y otro soporte que sostenga el conjunto Paraboloide y Motor Stirling (Figura 59). Éste último va a permitir la rotación del Motor Stirling, en un plano vertical, de tal manera que su eje coincida con el ángulo β que define la altura solar.

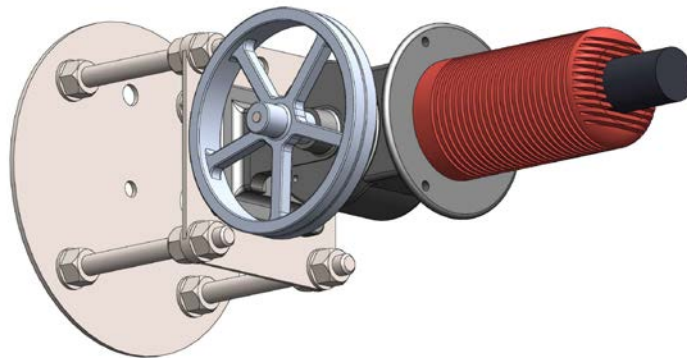


Figura 58. Anclaje Stirling - Concentrador

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

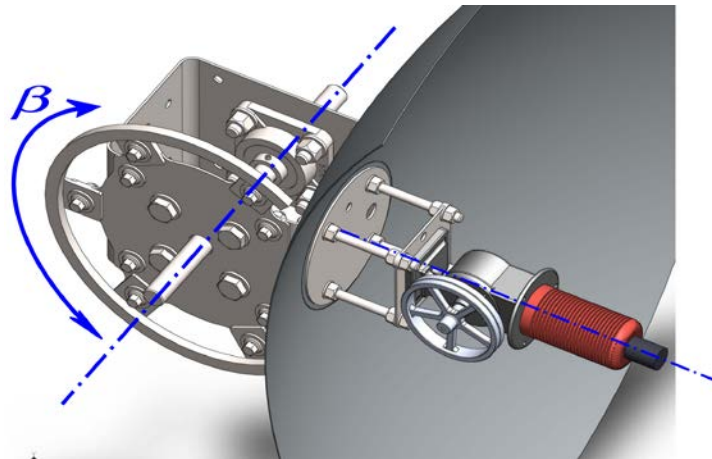


Figura 59. Soporte Stirling y Concentrador

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

5.1.1 Base móvil del Paraboloide de revolución.

Para seguir la trayectoria del Sol, en conjunto con el movimiento de rotación en plano vertical, la base móvil provee de rotación con respecto a un plano horizontal, de tal manera que la proyección del eje del Motor Stirling en la dirección del plano horizontal, coincida con el ángulo α conocido como de acimut. Estos dos movimientos permiten colocar al eje del Motor Stirling en forma paralela al rayo de luz, con lo cual se puede lograr una mejor razón de concentración. En las figuras 60, 61, 62 y 64 se pueden observar las diferentes vistas de este dispositivo de movimiento.

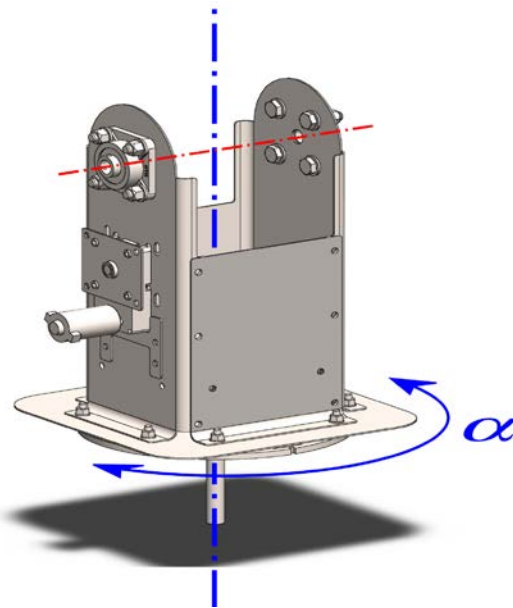


Figura 60. Base del Paraboloide, Eje de rotación

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

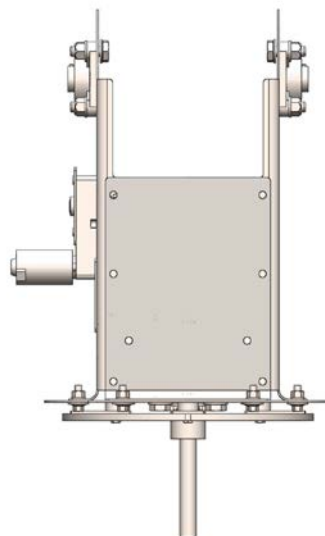


Figura 61. Base móvil del Paraboloide, Vista Frontal

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

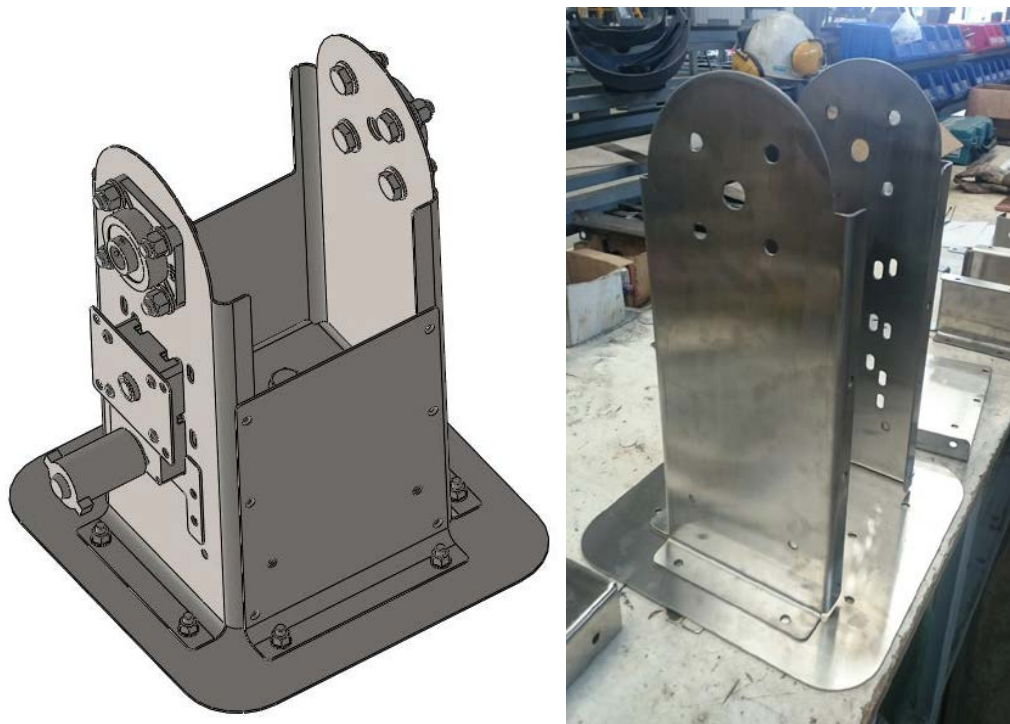


Figura 62. Base móvil del Paraboloide, Isometría

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

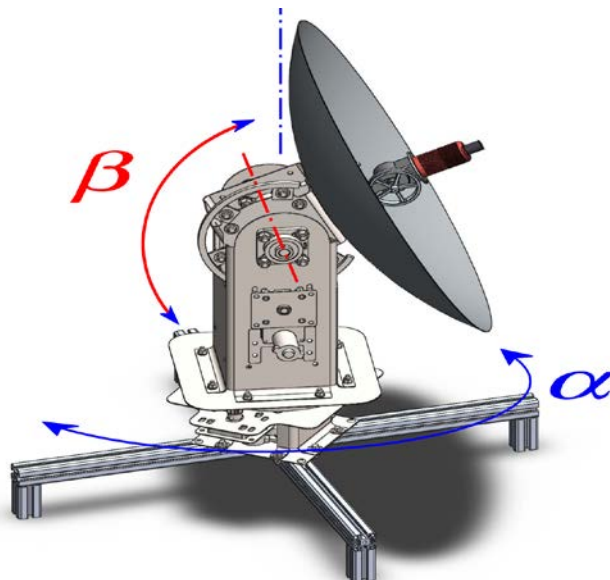


Figura 63. Movimiento horizontal y vertical de las Bases

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

5.1.2 Base fija del Motor Stirling

Para dotar a todo el conjunto de un apoyo estable y nivelado sobre el suelo se tiene la base fija, está fabricada utilizando dos materiales acero inoxidable y aluminio. El primer material resiste la corrosión, tiene baja conductividad térmica, inferior a $16 \text{ W/m}^\circ\text{C}$, esto permite que la base no se caliente rápidamente. En cuanto al Aluminio es un material ligero, esbelto pero de gran resistencia mecánica. Acoplando componentes de estos dos materiales se obtiene la estructura que se observa a continuación.

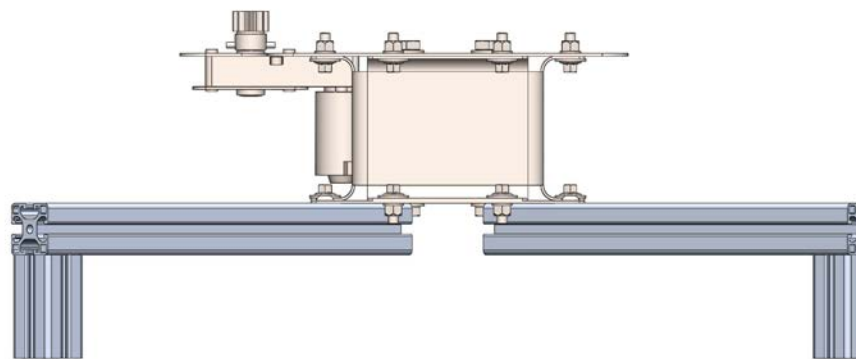


Figura 64. Vista Frontal de la Base fija

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

Para poder identificar los componentes de la base fija del Motor Stirling tipo Beta en la Figura 65 se puede observar una Isometría del dispositivo.

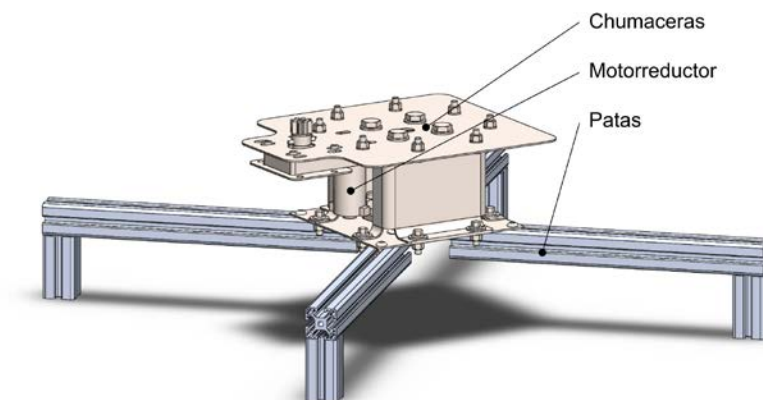


Figura 65. Base fija de Motor Stirling, en Isometría

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

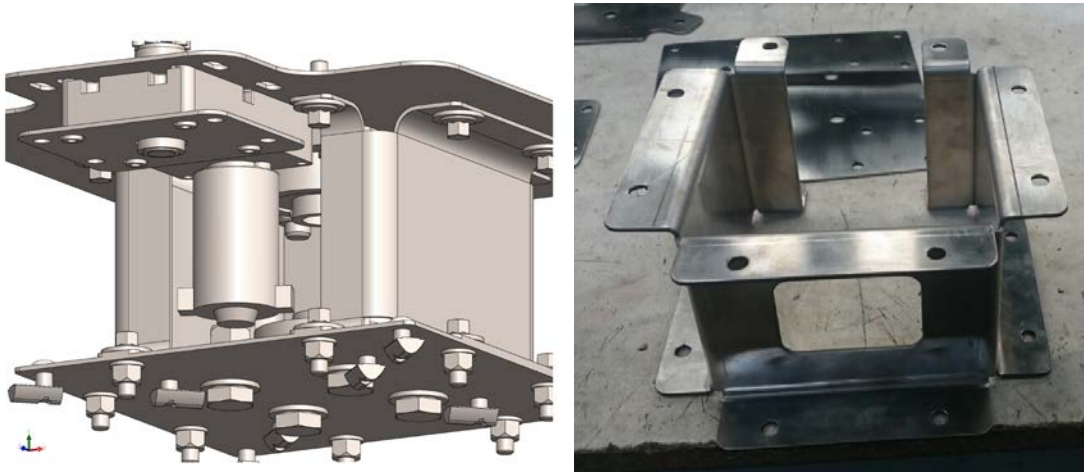


Figura 66. Base fija del Paraboloides, Componentes

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

5.2 Motor Stirling.

El Motor Stirling es una máquina de combustión externa que tiene la capacidad de convertir calor en trabajo o viceversa, a través de un ciclo termodinámico de compresión y expansión cíclicas del fluido de proceso, que en este caso es el aire, el cual se encuentra contenido en el interior de un cilindro. Otros fluidos que pueden emplearse en el Motor Stirling son: Helio, hidrogeno y Nitrógeno. El funcionamiento, se basa en la existencia de un foco caliente y un foco frío ubicados en la parte superior e inferior del cilindro de trabajo de esta manera es necesario que siempre exista una diferencia de temperaturas entre los dos focos.

El motor Stirling comprende el acoplamiento de partes mecánicas y térmicas. Así, en la Figura 67, se puede observar el cilindro que permite captar la radiación solar concentrada así como también involucra pérdida de energía térmica, por sus paredes hacia el exterior mediante los mecanismos de convección y radiación. En la parte intermedia del dispositivo se localiza un radiador de energía térmica compuesto por aletas de enfriamiento. Estos

discos concéntricos son de forma rectangular. Es decir, en el cilindro se ha realizado el ranurado en forma de canales con lo que se consigue aumentar el área de transferencia de calor. El material utilizado para éste componente es aluminio.

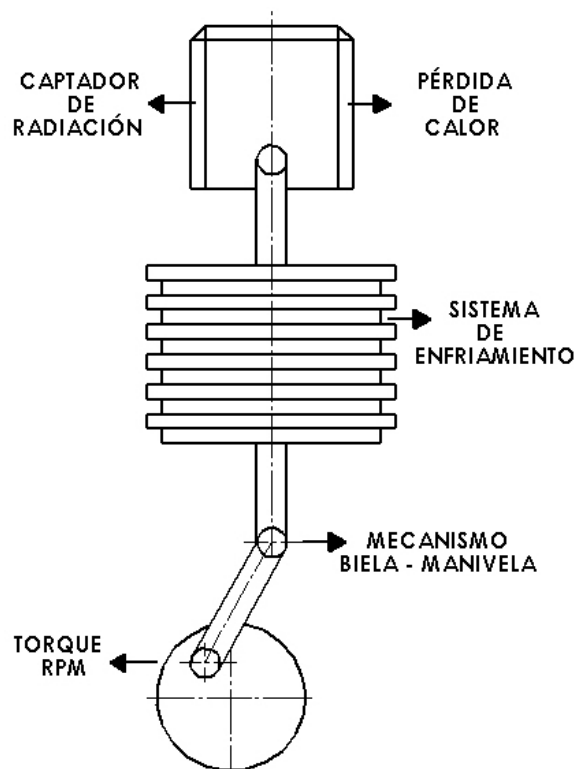


Figura 67. Esquema Mecanismo Biela Manivela

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

De acuerdo con la figura anterior se puede observar también el mecanismo biela manivela que le permite al émbolo un movimiento alternativo en sentido axial. Para lograr el movimiento de la manivela, ésta se acopla al cigüeñal donde el movimiento axial se convierte en circunferencial. A continuación, en la Figura 68 se presenta el motor Stirling en vista isométrica.

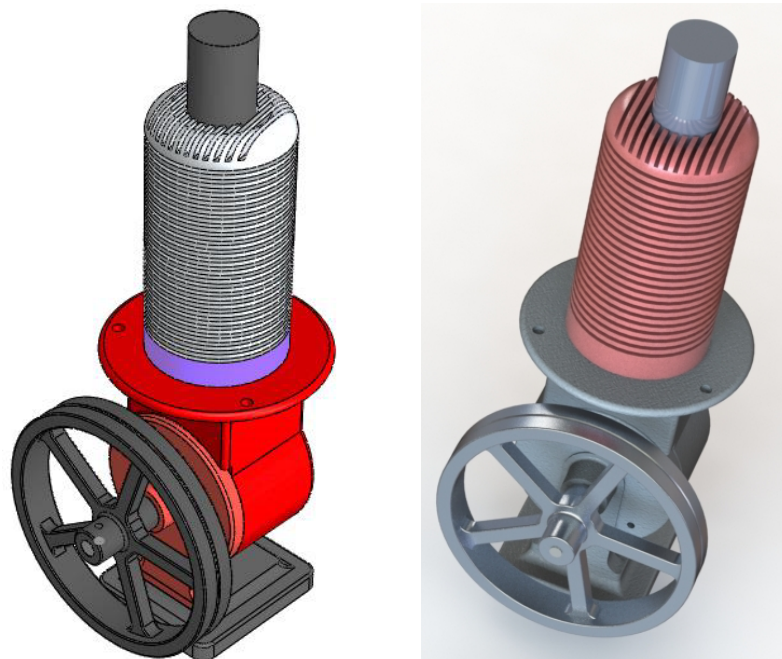


Figura 68. Motor Stirling, Isometría

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

En la Figura 69 se tiene la vista frontal del motor, en la parte superior se ubica la cámara de reacción formada por un cilindro hermético acoplado al sistema de enfriamiento mediante unión roscada. El material con el cual está construido éste elemento es acero aleado. En la parte inferior de la cámara se encuentra el haz de aletas de forma rectangular, por donde se evacúa energía térmica para permitir un gradiente de temperatura entre el punto muerto superior y el inferior. El enfriamiento del aire comprimido que se encuentra a alta temperatura es necesario para obtener un ΔT por consiguiente, esto permite el desplazamiento del émbolo.

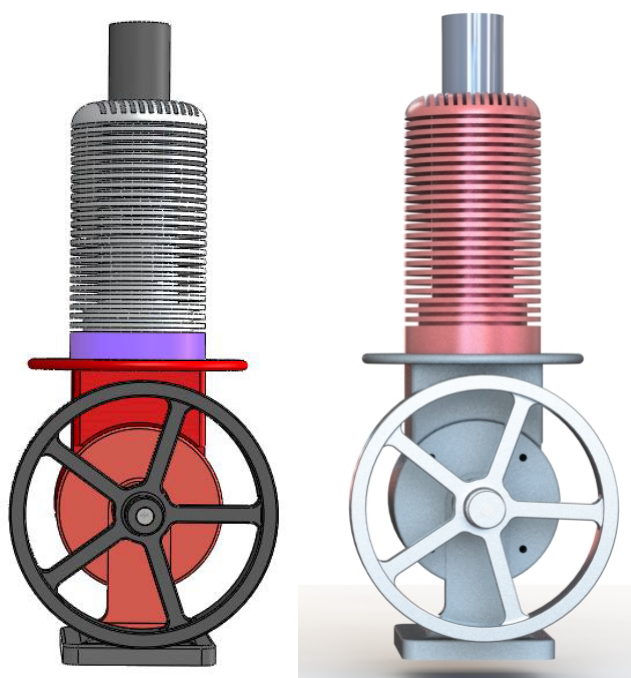


Figura 69. Motor Stirling, Vista Frontal

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

En la Figura 70, se observa una vista superior del motor Stirling, el cual comprende el volante de inercia, cuerpo del sistema de enfriamiento y acoplamiento a la base mediante uniones roscadas.

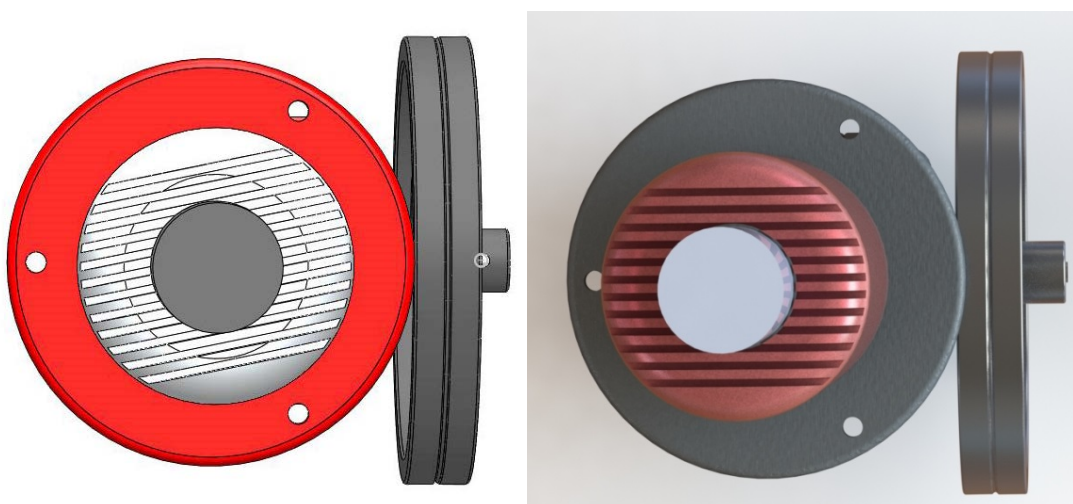


Figura 70. Motor Stirling, Vista Superior

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

Tomando como referencia la Figura 71 que se observa a continuación, en ésta se tienen los componentes exteriores y los mecanismos de movimiento interno del motor. Es importante indicar, que en acoplamiento de partes y piezas, se garantice una buena sujeción, debido a que el movimiento puede originar desajustes, que afectan el desplazamiento del sistema biela manivela con su respectivo émbolo.

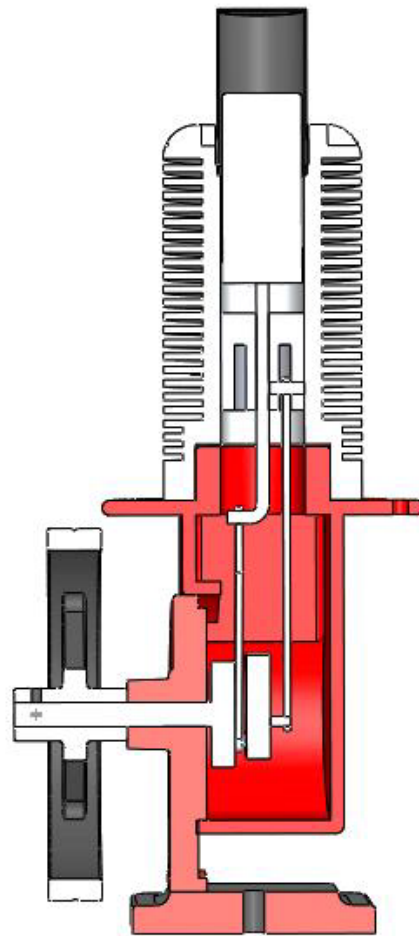


Figura 71. Motor Stirling, en Corte

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

Para una mejor comprensión de los componentes mecánicos y térmicos del motor Stirling Tipo β , en la tabla 1, se indica el nombre de las partes principales y el material con el que están fabricadas.

Tabla 1
Componentes del motor Stirling Tipo β

ORDEN	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	Cámara de Reacción	Acero
2	Intercambiador de Calor	Aluminio
3	Pistón Desplazador	Aluminio
4	Pistón de Compresión	Grafito
5	Biela	Bronce
6	Biela	Bronce
7	Biela	Acero
8	Carcaza	Aluminio
9	Soporte Base	Aluminio
10	Cigüeñal	Acero de transmisión
11	Volante de Inercia	Aluminio

En la Figura 72, se puede observar la codificación de componentes del dispositivo así como también la vista explotada.

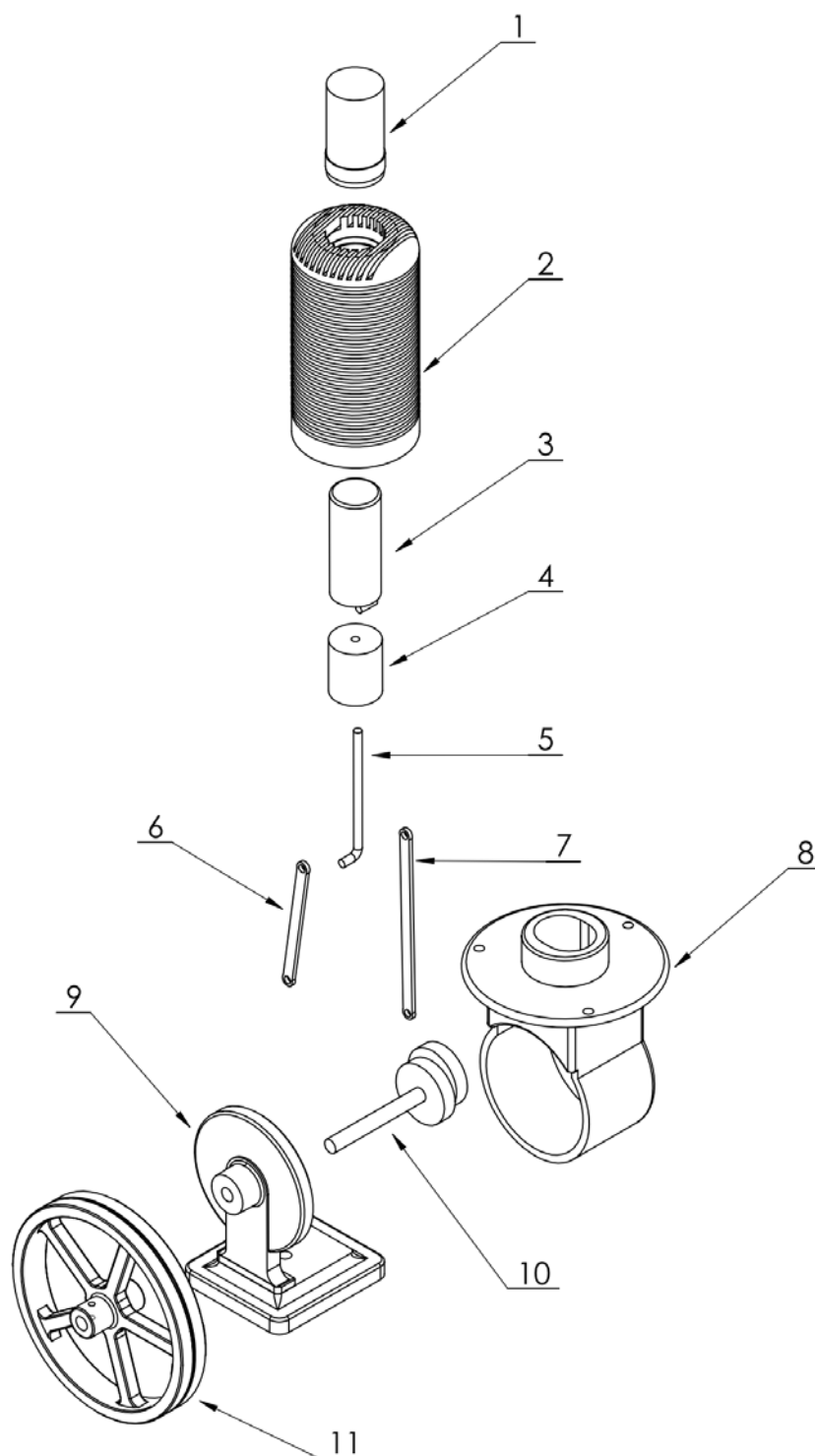


Figura 72. Motor Stirling, con sus respectivas partes

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

El funcionamiento del Motor Stirling puede restringirse en los siguientes casos (Solar Engines Adivision of P.M. Research, 2015):

1.- Fricción:

Si entre el pistón y el embolo existe un alto coeficiente de fricción por la presencia de corrosión o incrustaciones no se va a lograr el desplazamiento del pistón superior de aluminio o del pistón inferior de grafito. Este arrastre o adherencia dificulta notablemente la carrera del embolo.

2.- Compresión máxima

Al aumentar la temperatura interna del aire, va a existir un incremento de la presión, con el cual existen dificultades en el desplazamiento del cigüeñal para permitir el retorno del pistón de grafito. Además, si no se encuentra adecuadamente calibrado el volumen muerto o volumen superior de aire puede ocurrir que el pistón tienda a rozar la tapa del cilindro por lo que la cantidad de masa de aire comprimida es insuficiente para permitir el empuje.

3.- Calor útil.

Si la cantidad de calor necesaria, que se transfiere al fluido de proceso es insuficiente, no se mueven los pistones, esto puede ocurrir por que el espejo reflector está sucio o con las superficies dañadas o arrugadas. En este caso es necesario que se limpien la superficie con alcohol y un material blando.

4.- Radiación Solar.

Si la irradiancia Solar no se mantiene en un valor constante sobre los $600 W/m^2$, el calentamiento del Motor Stirling es insuficiente por lo que decae la velocidad de rotación del cigüeñal del Motor. Por ello es necesario

que el Motor pueda ser experimentado en zonas de gran incidencia de radiación directa, menor nubosidad y horas de sol pico (HSP) superior a 3 horas.

5.- Condiciones Ambientales.

El funcionamiento del Motor Stirling puede ser afectado por excesiva humedad relativa, baja temperatura ambiental y grandes velocidades del viento. En el caso de la humedad también puede causar corrosión en los diferentes componentes el sistema, cuando las paredes del cilindro absorbedor se encuentra a alta temperatura, produciendo puntos quemado superficiales. En el caso del aire las velocidades superiores a 2 m/s , produce un efecto de pérdida de calor por convección, es decir el sistema térmico se enfría rápidamente.

5.3 Espejo de Concentración.

El espejo de concentración es de Aluminio, en la superficie se ha colocado una película de Mylar Aluminizado que tiene una reflectividad superior al 75%. La forma parabólica del espejo permite que la radiación directa que ingresa con ángulo de $32'$ sea reflejada al foco del absorbedor ubicado a una altura de 26.5 cm de la base.

Se ha colocado la película reflectiva de aluminio, debido a que el aluminio pulido, o con abrillantado químico, pierde reflectividad por la presencia del óxido de aluminio (Al_2O_3). El espejo parabólico está diseñado para que mediante la relación concentrada pueda funcionar el Motor Stirling tipo Beta, Modelo 4 (Sun Runner) fabricado por Solar Engines (A division of P.M. Research, INC). A continuación en las figuras 73 y 74, se puede observar los diversos componentes del Espejo de Concentración de forma parabólica.

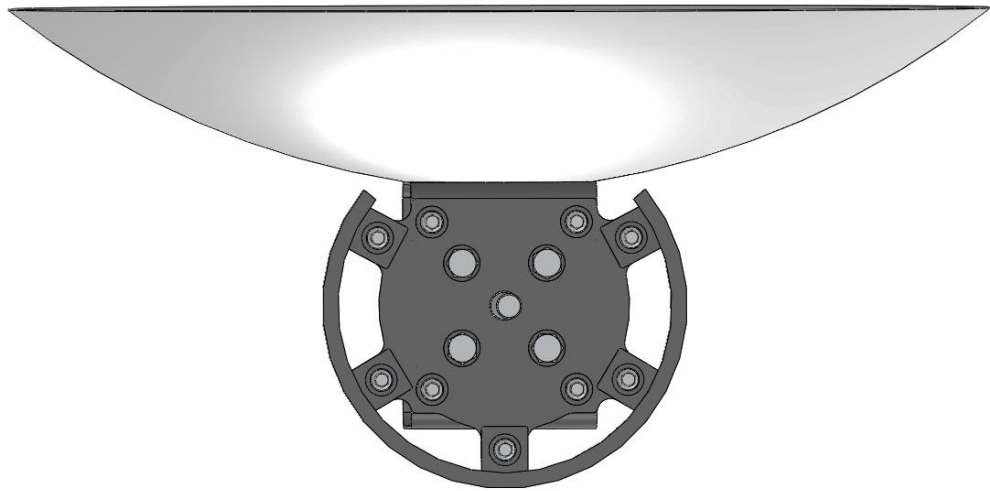


Figura 73. Espejo de Concentración de forma parabólica, Vista Lateral

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

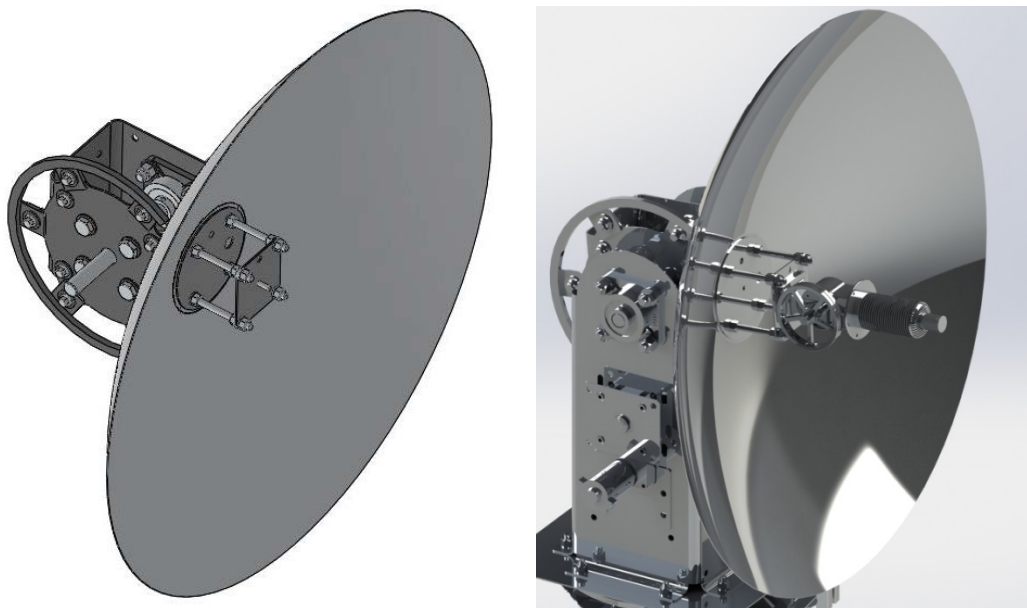


Figura 74. Espejo de Concentración de forma parabólica, Isometría

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

5.4 Fabricación y montaje de Componentes.



Figura 75. Corte CNC Láser de los componentes de la base

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

Para implementar el equipo se ensambla el Motor Stirling y el Plato Parabólico al anclaje, posteriormente se coloca el anclaje en el soporte de giro de eje axial, que esta previamente ensamblado al conjunto base fija - base móvil. A continuación en las figuras 76 y 77 se puede observar la secuencia de ensamblaje del sistema compuesto por Motor Stirling, concentrador y mecanismos de movimiento.

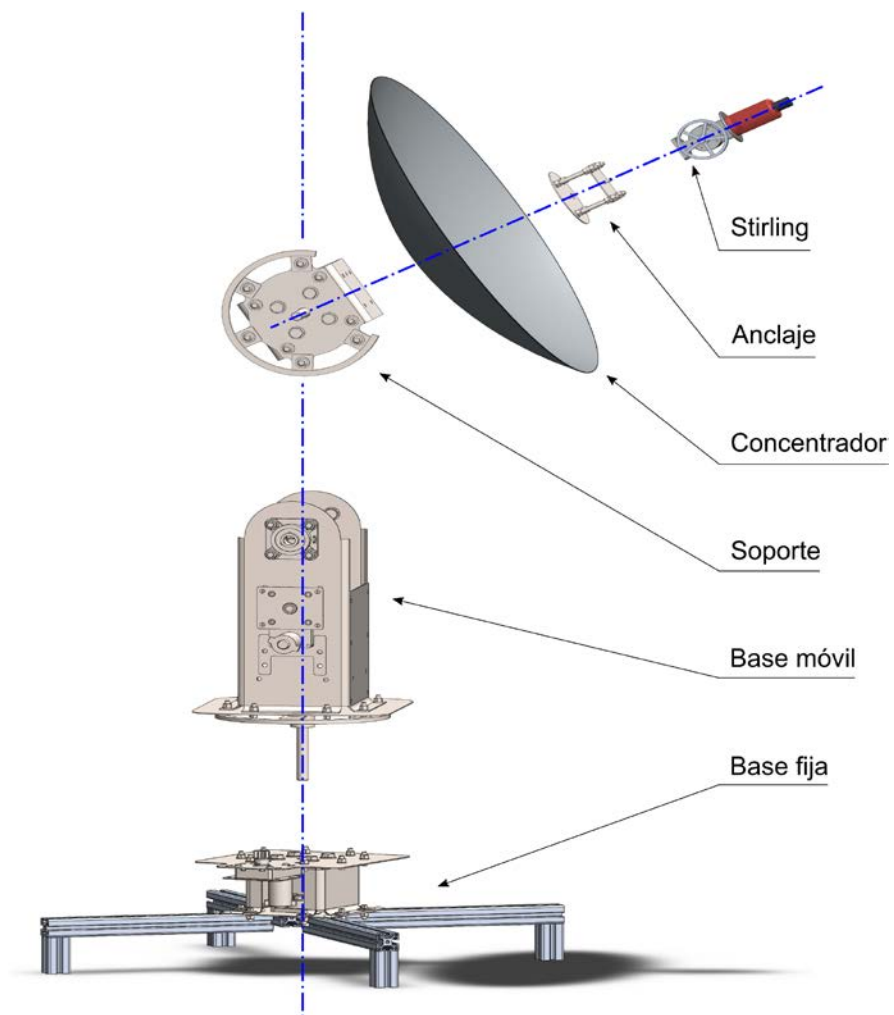


Figura 76. Ensamblaje de Componentes del Sistema de Concentración Explotada

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

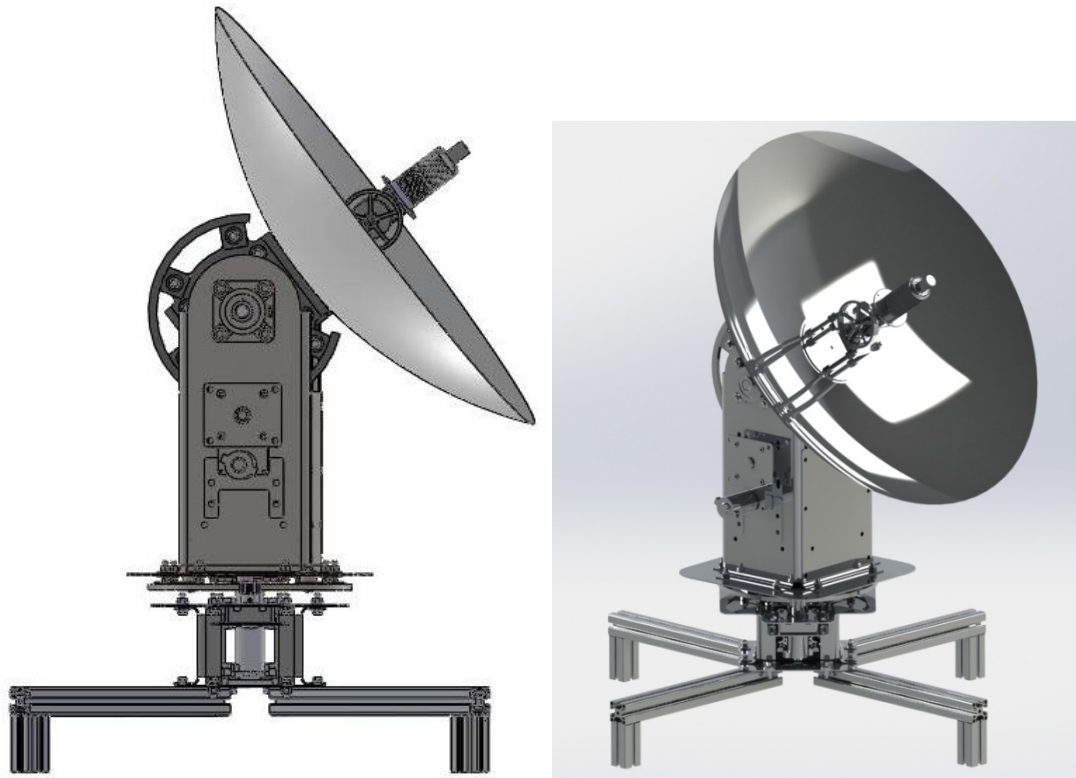


Figura 77. Motor Stirling tipo Beta y concentrador

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

En el procedimiento de implementación del motor Stirling que funciona con radiación solar concentrada por un espejo de forma parabólica esférica, se parte del dimensionamiento básico. Posteriormente se utiliza un análisis detallado de cada uno de los componentes, para mediante un programa de simulación determinar el movimiento velocidad y aceleración del pistón superior e inferior. A continuación en la Figura 78, se puede observar el ensamblaje mecánico del concentrador a la base de mecanismos de rotación en dos ejes. Para la construcción del bastidor de la base se utiliza acero inoxidable, con el fin de que estos elementos resistan corrosión.

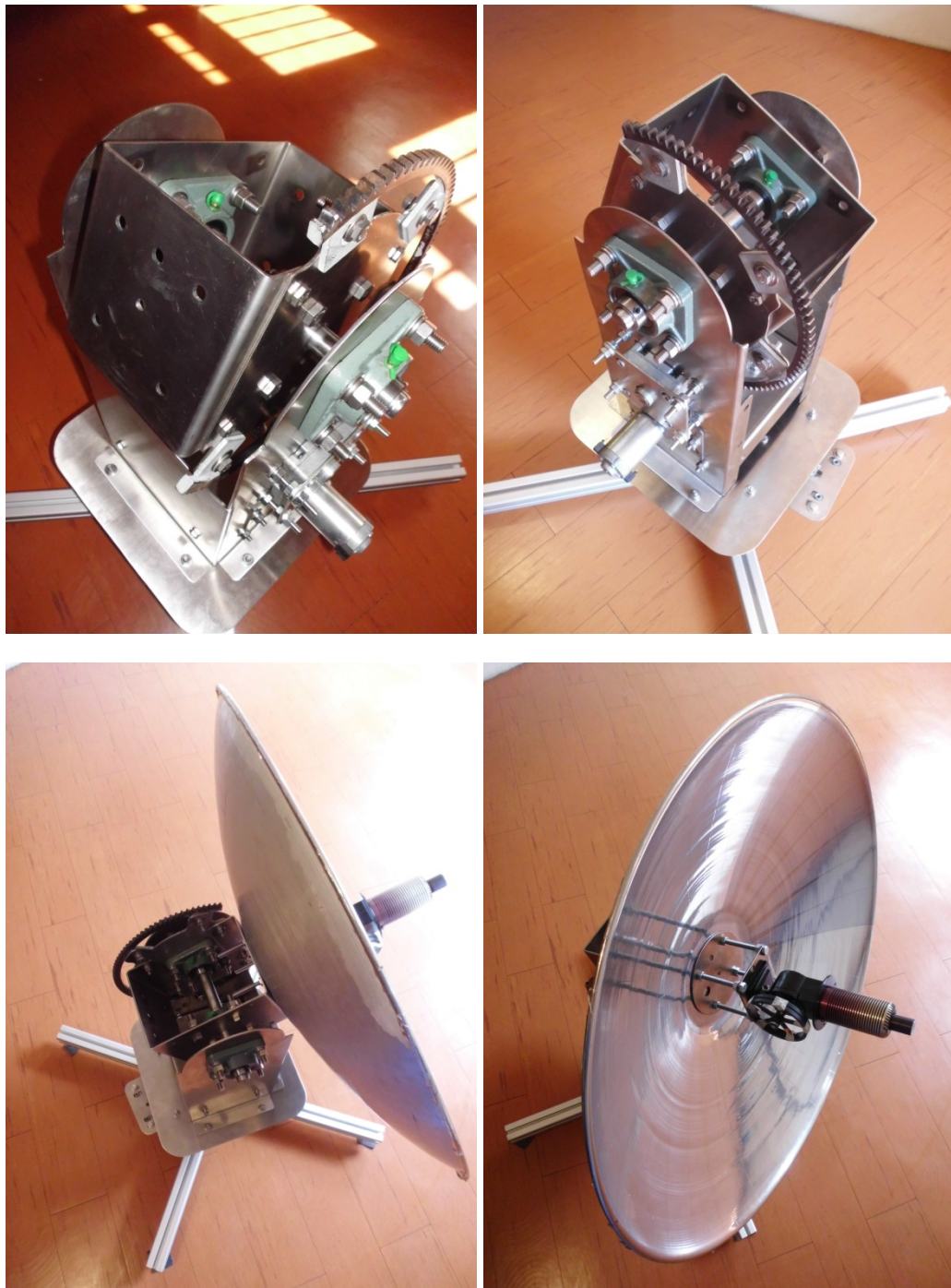


Figura 78. Base de rotación del motor Stirling

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

Para realizar las mediciones necesarias, una vez ensamblado el equipo se procede al ensamblaje e implementación de los diferentes sensores para medidas y de los controladores que le dan movimiento. En la Figura 79 se muestra el equipo con todos sus elementos.

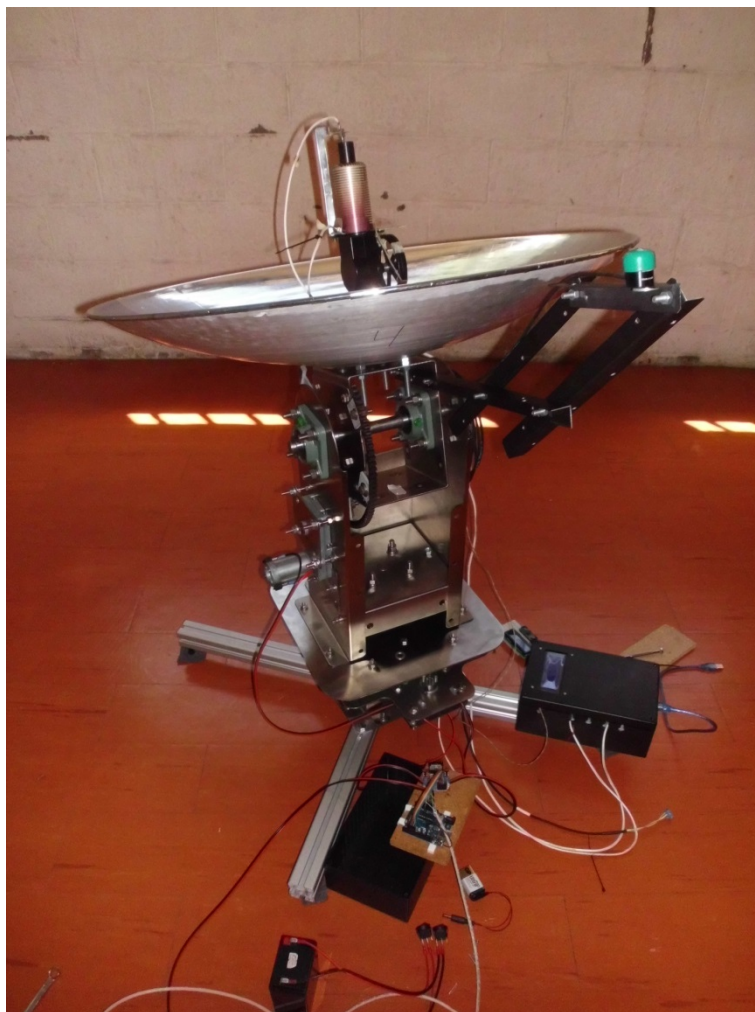


Figura 79. Implementación de sensores y controladores

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

CAPÍTULO VI

PRUEBAS DE OPERACIÓN

6.1 Procedimiento de Pruebas

Para el levantamiento de información técnica, relacionado con los parámetros de medición de las variables involucradas en el funcionamiento del sistema se consideran aspectos tales como radiación solar, condiciones ambientales y temperaturas inherentes al proceso de operación del equipo. De manera más detallada, durante la toma de datos se determinaron los siguientes parámetros: Tiempo, Temperatura ambiente T_a (°C), Irradiancia solar I (W/m²), velocidad del viento V_a (m/s), humedad relativa HR (%), temperatura de aletas de enfriamiento T_c (°C), temperatura de cámara de reacción T_h (°C), velocidad angular del volante de inercia (rpm). Para manejar el conjunto de medidas y realizarlas de manera simultánea se hace uso de una tarjeta Arduino Mega 2560, basada en el micro-controlador ATmega 2560, que estará encargada de recibir la información proveniente de todos los sensores y enviarla a una base de datos tipo texto. La tarjeta estará conectada directamente a un computador portátil, por lo que no es necesario un sistema independiente de almacenamiento de datos.

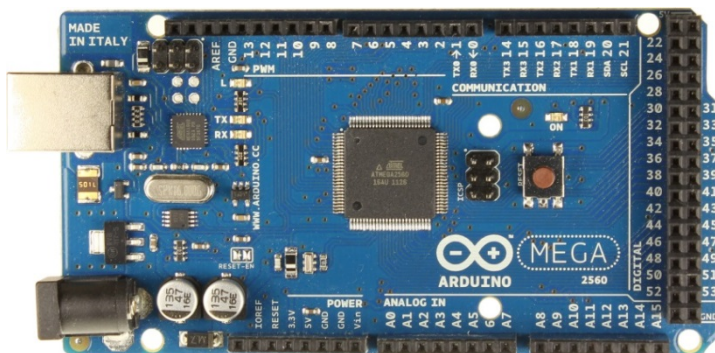


Figura 80. Arduino Mega 2560

Fuente: (Arduino, 2016)

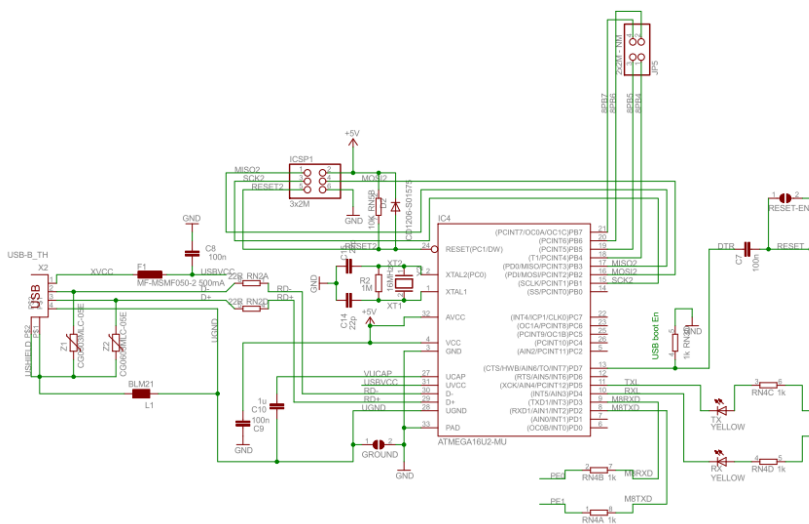


Figura 81. Circuito Procesador ATmega 2560

Fuente: (Arduino, 2016)

Para la recolección de datos se usa, software libre, en este caso Coolterm, que se encarga de guardar la información recogida desde el puerto serial del computador unido al micro-controlador. Esta información se guarda en archivos tipo texto que son fácilmente manejables. Posteriormente esto datos se manejan a través de un hoja de cálculo que permite su visualización gráfica y análisis. En la Figura 82 se muestra el diagrama de bloques establecido para la toma de datos.

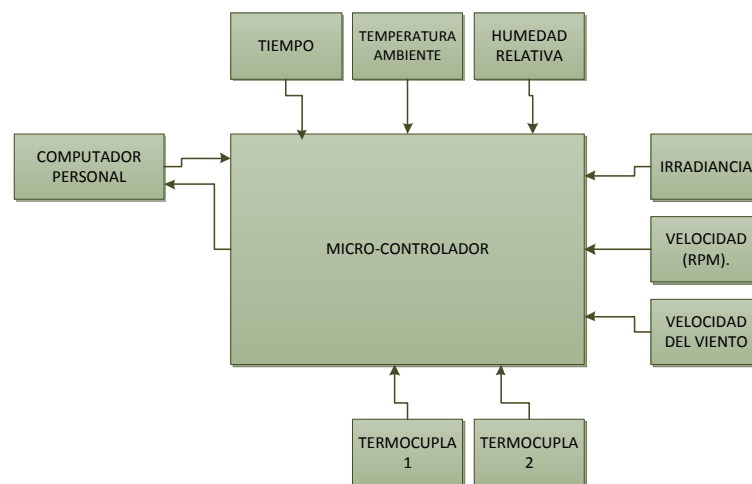


Figura 82. Interfaces del micro-controlador

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

6.1.1 Medición del Tiempo

La determinación exacta del tiempo es necesaria para el correcto análisis de los resultados, para ello se hace uso de un reloj RTC-DS1307.

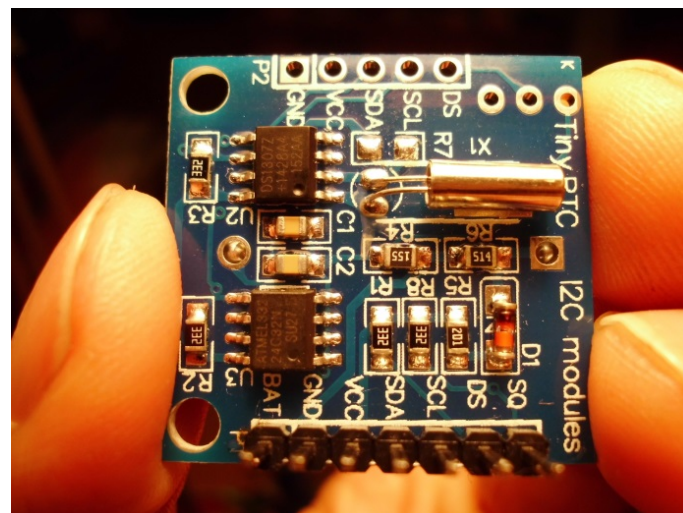


Figura 83. Reloj RTC-DS1307

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

6.1.2 Medición de temperatura y humedad ambiente

Para la medida de la humedad ambiente se hace uso del sensor DHT-11, con las siguientes características:

- Rango de medida: de 20 a 90% HR
- Precisión del ± 5 % HR

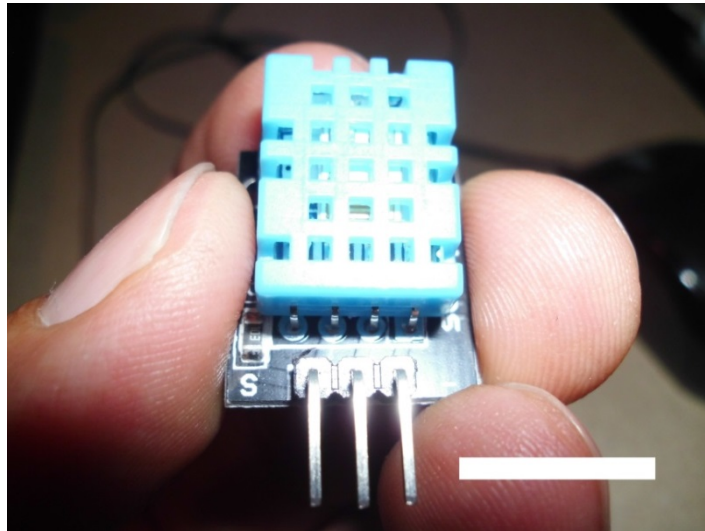


Figura 84. Sensor de Humedal Relativa DHT-11

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

Para la medición de temperatura ambiente se utilizó el sensor de temperatura LM35, éste es un sensor de temperatura con una precisión calibrada de 1 °C. Su rango de medición abarca desde -55 °C hasta 150 °C. La salida es lineal y cada grado Celsius equivale a 10mV, sus características principales son:

- Calibrado en grados Celsius
- Opera desde 4 V hasta 30V
- Menos de 1 Ω de impedancia dinámica
- Amplio rango de temperaturas de operación



Figura 86. Piranómetro Apogee SP-212

Fuente: (Apogee Instruments, 2016)



Figura 87. Numeración Piranómetro Apogee SP-212

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016



Figura 88. Verificación de exactitud Piranómetro SP-212

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

6.1.4 Medición de la Velocidad del viento

Para medir la velocidad del viento se hace uso de un anemómetro de cucharas, con las siguientes características técnicas (Adafruit, 2015).

- Voltaje de salida : 0.4 V a 2 V
- Rango de operación: 0.5 m/s a 50 m/s
- Resolución: 0.1 m/s
- Exactitud: peor caso 1 m/s
- Máxima velocidad: 70 m/s



Figura 89. Anemómetro de cucharas

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

6.1.5 Medición de temperatura de cámara de reacción y aletas de enfriamiento

Una termocupla es un sensor de temperatura que consiste en dos conductores metálicos diferentes unidos por un extremo que produce una tensión eléctrica, denominado junta caliente, dependiendo del material de los conductores, se pueden encontrar distintos tipos de termocuplas para rangos de trabajo diferentes, en el presente trabajo de utilizan termocuplas tipo K de las siguientes características:

- Cable + aleación Nickel / cromo, Cable - Nickel / aluminio
- Rango de temperatura: 0 - 800°C
- Voltaje máximo: 54.8 mV



Figura 90. Termocupla tipo K

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

Debido a que el voltaje de salida es muy pequeño para la sensibilidad del micro-controlador, es necesario el uso de un circuito de amplificación o acondicionamiento para que sea posible utilizar las lecturas de las termocuplas, para ello se utiliza el circuito Max 6675 que permite la interface entre la termocupla y el micro-controlador.

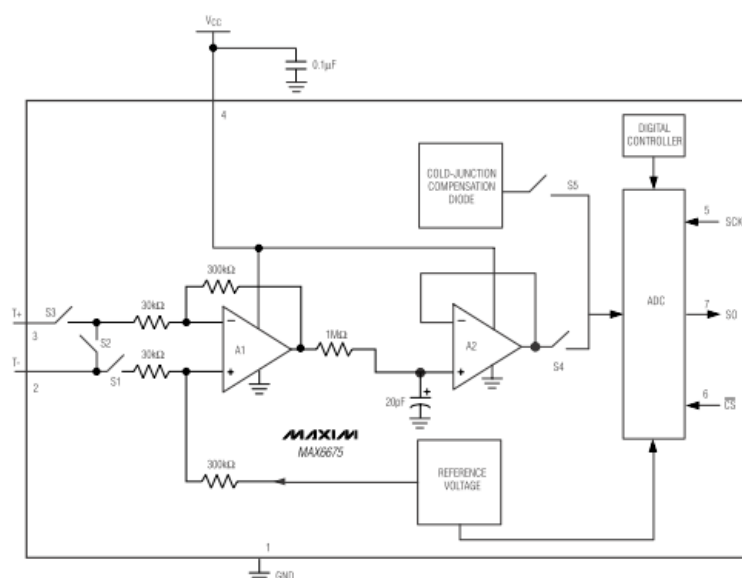


Figura 91. Diagrama de bloques - Circuito acondicionador Max 6675

Fuente: (Adafruit, 2015)

6.1.6 Medición de la velocidad angular del Motor Stirling

Para medir el número de revoluciones por minuto con que gira el Motor Stirling se implementó un circuito con un sensor digital de campo magnético Allegro A3144 fijado a la armadura del motor Stirling y 5 imanes permanentes adheridos al volante de inercia de aluminio en su diámetro exterior. De ésta forma se mide la cantidad de pulsos en el transcurso de 2 segundos y se determina la velocidad angular.

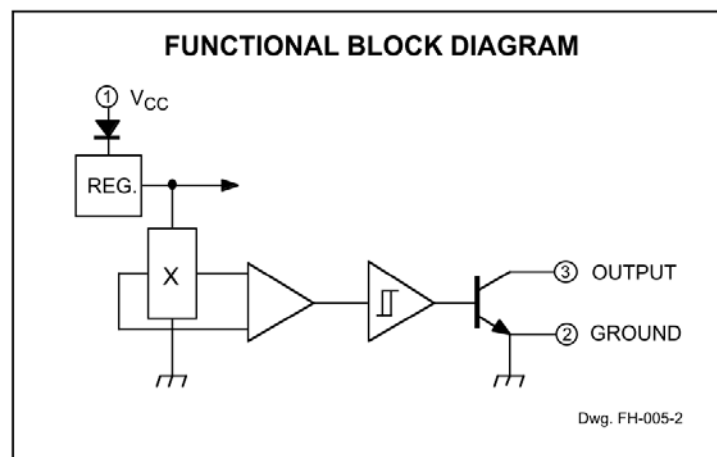


Figura 92. Diagrama de bloques - Sensor A3144

Fuente: (Allegro MicroSystems Inc, 2015)

6.1.7 Implementación de sensores

Para recolectar los datos entregados, todos los sensores se conectan a una tarjeta de sensores que se acopla a la tarjeta del microcontrolador. En la Figura 93 se muestra la tarjeta con los sensores conectados.

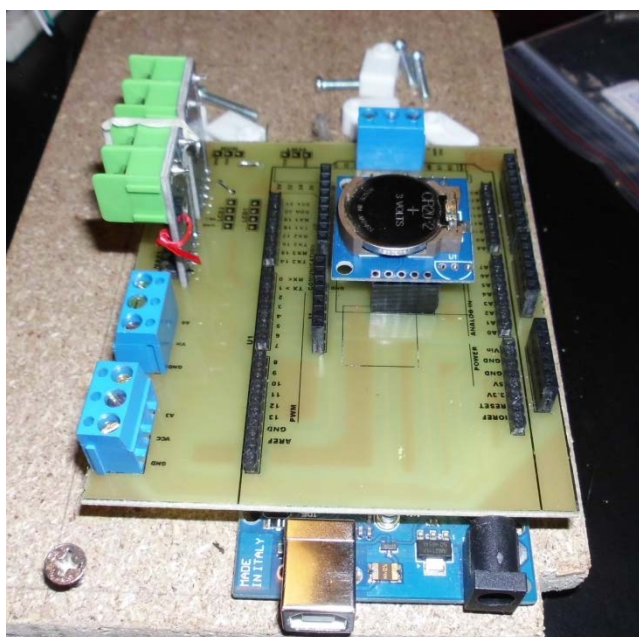
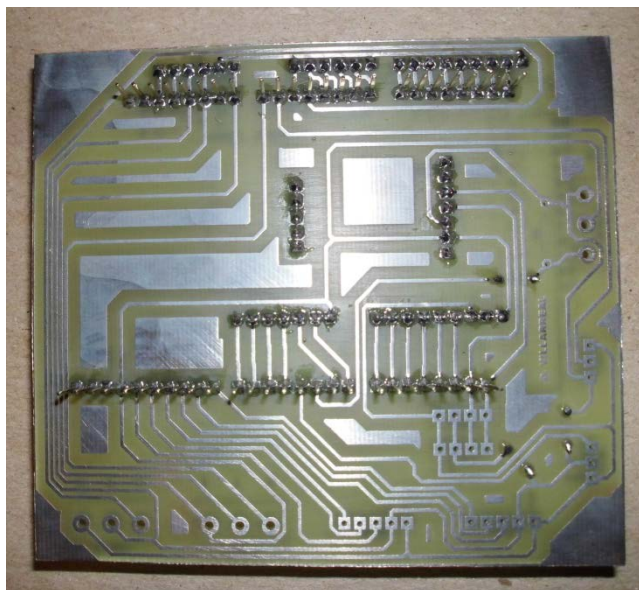


Figura 93. Tarjeta de sensores

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

6.1.8 Protocolo experimental del sistema Motor Stirling y Concentrador Solar

Para un posterior análisis del sistema Motor Stirling y Concentrador Solar se tomaron datos siguiendo el siguiente protocolo de pruebas:

1. Armado del sistema Motor Stirling y Concentrador Solar
2. Limpieza del espejo concentrador
3. Conexión a computador personal
4. Orientación del eje del espejo concentrador en la dirección de la radiación solar directa
5. Inicio del programa de captura de datos (Coolterm).
6. Arranque manual del motor Stirling
7. Reorientación del espejo concentrador cada 4 minutos para mantener la alineación con el sol.

6.2 Toma de datos

Para determinar los aspectos energéticos del motor Stirling que utiliza como fluido de proceso aire caliente, se realizaron 28 ensayos, de los cuales, los datos de mayor importancia se registra en la Tabla 2.

Tabla 2
Datos ensayo E2-2

E2-2		Fecha: 2016-03-08		Tiempo de funcionamiento: 88.08 minutos = 1.47 horas					
Orden	Hora	Tiempo min	Ta °C	I W/m ²	Va m/s	HR %	Tc °C	Th °C	Velocidad rpm
1	09:45:13	00:00:00	40.9	976.05	0.16	27.31	118.36	166.80	320.49
2	09:48:38	00:03:25	38.9	953.14	0.12	28.38	111.24	153.03	301.29
3	09:52:03	00:06:50	38.7	963.20	0.10	28.34	108.02	151.39	332.68
4	09:55:28	00:10:15	36.3	951.83	0.09	29.60	107.48	148.21	271.20
5	09:58:54	00:13:41	38.0	951.13	0.11	29.00	108.38	154.63	352.80
6	10:02:19	00:17:06	38.9	965.68	0.14	28.26	108.32	160.66	368.31
7	10:05:44	00:20:31	38.8	990.08	0.13	28.29	110.33	160.38	363.51
8	10:09:09	00:23:56	38.3	981.49	0.14	28.68	106.38	151.55	284.68
9	10:12:34	00:27:21	37.3	980.73	0.17	29.28	107.00	150.37	288.74
10	10:15:59	00:30:46	39.6	981.81	0.13	28.03	109.24	178.83	450.09
11	10:19:24	00:34:11	41.0	991.01	0.15	27.17	110.17	182.69	407.45
12	10:22:49	00:37:36	37.2	987.57	0.29	29.09	103.44	175.84	466.71
13	10:26:14	00:41:01	41.4	985.69	0.09	26.98	111.34	190.29	402.46
14	10:29:39	00:44:26	43.0	975.70	0.11	26.22	115.15	204.63	507.88
15	10:33:05	00:47:52	34.5	959.25	0.19	30.55	109.43	185.45	414.83
16	10:36:30	00:51:17	28.4	974.81	0.11	33.65	105.10	183.65	380.31
17	10:39:55	00:54:42	27.8	987.03	0.15	34.00	105.04	174.55	425.17
18	10:43:20	00:58:07	26.4	985.06	0.20	34.48	103.00	183.05	407.08
19	10:46:45	01:01:32	25.4	992.44	0.36	35.00	102.57	186.08	439.38
20	10:50:10	01:04:57	26.3	977.17	0.17	34.43	107.47	196.15	432.18
21	10:53:35	01:08:22	25.8	975.95	0.14	34.94	107.54	190.48	456.37
22	10:57:00	01:11:47	26.5	978.72	0.29	34.23	112.78	200.72	492.00
23	11:00:25	01:15:12	26.1	972.20	0.28	34.52	109.69	187.65	372.00
24	11:03:51	01:18:38	25.4	976.02	0.44	35.00	100.53	168.40	369.42
25	11:07:16	01:22:03	24.0	984.10	0.44	35.49	95.51	165.93	359.82
26	11:10:41	01:25:28	23.9	961.07	0.48	35.18	98.80	180.10	371.53
\bar{x}			33.4	975.34	0.20	31.00	107.40	174.29	386.09
Max			43.0	992.44	0.48	35.49	118.36	204.63	507.88
Min			23.9	951.13	0.09	26.22	95.51	148.21	271.20

De acuerdo con la tabla anteriormente indicada, se realiza la evaluación de los valores máximo, mínimo y promedio de los diferentes parámetros medidos. Si se considera la radiación incidente, su valor promedio es de 975.34 W/m^2 , el máximo alcanzado a las 10:46:45 es de 992.44 W/m^2 . El valor mínimo es de 951.13 W/m^2 . El experimento se realiza en una velocidad promedio del viento de 0.20 m/s , esto indica que va a existir enfriamiento de la cámara de reacción por la presencia del viento. Sin embargo, dos variables relacionadas con temperatura superior e inferior son de interés para el análisis energético. Si se toma en consideración que la temperatura de la cámara de reacción en el punto más caliente es de 204.63°C y en la zona inferior la temperatura alcanza 118.6°C permite conseguir un gradiente de 86.27°C . Es necesario indicar que en éste tipo de dispositivos cuando se reduce el gradiente de temperatura, las rpm del motor empiezan a disminuir, con lo que se puede manifestar que el ΔT es el motor térmico.

6.3 Análisis de Resultados

Utilizando el ensayo E2-2, de mayor relevancia en los experimentos de funcionamiento del motor Stirling, con radiación solar concentrada mediante un espejo parabólico, se obtienen los resultados de temperatura de Cámara de reacción T_h , temperatura de la zona inferior de aletas T_c , temperatura ambiente T_a . La irradiancia Solar, se mide durante el tiempo de funcionamiento. Además, velocidad del aire y RPMs. A continuación, se realiza la descripción de la variación de datos en las curvas obtenidas.

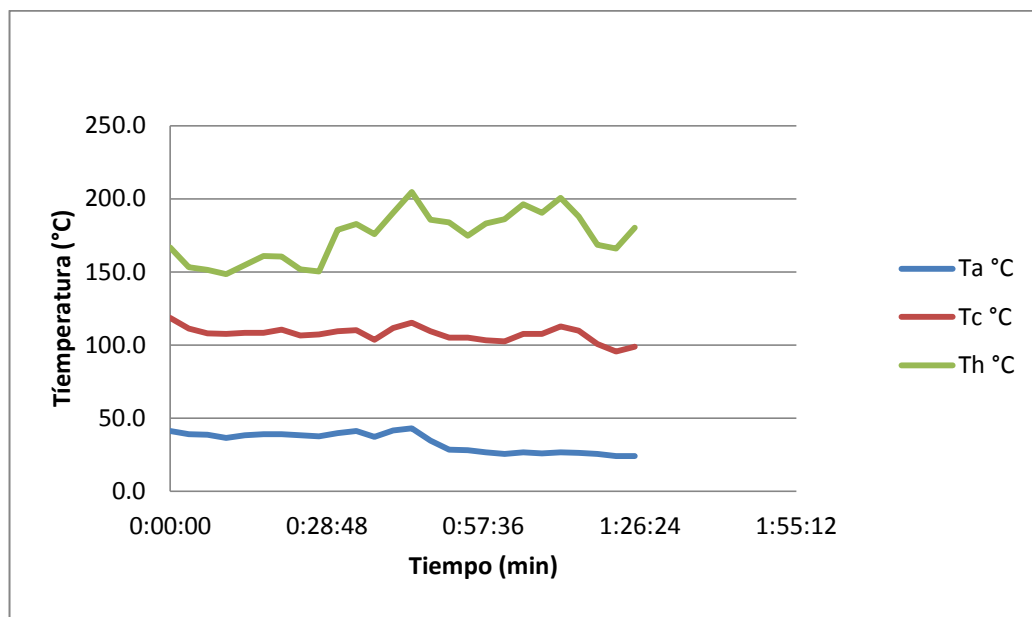


Figura 94. Temperatura del Motor Stirling

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

La cámara de reacción, tiene una temperatura máxima de 204.63°C . El perfil de temperaturas tiene variación entre los límites de 150 y 250°C . El tiempo en el cual ha funcionado el motor de manera consecutiva es 1.47 horas. En cuanto a la zona fría el promedio de temperaturas es de 107.40°C . La tendencia de los datos tiende a formar una línea recta.

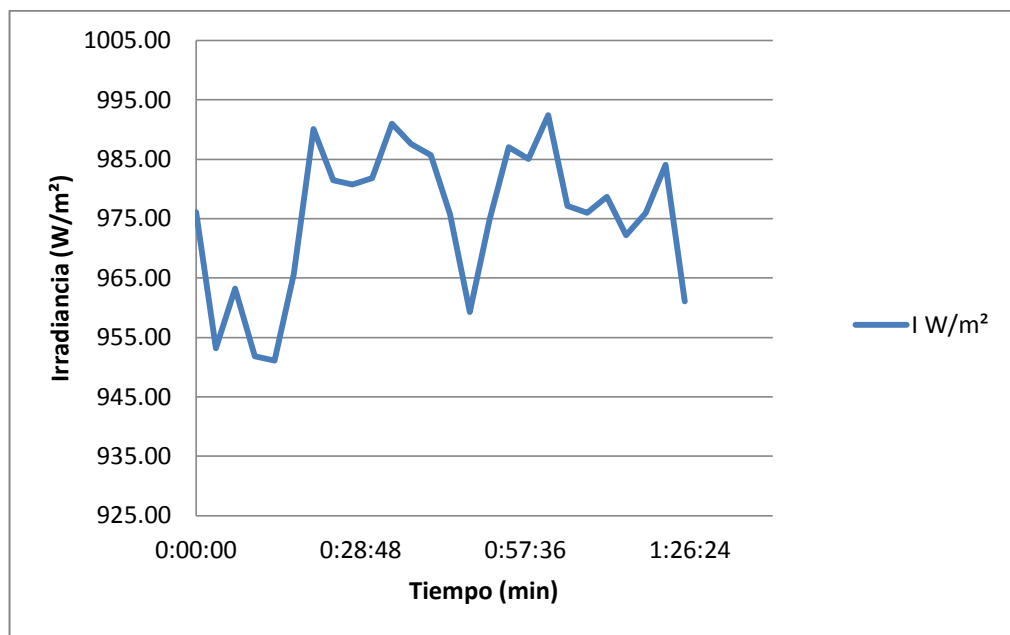


Figura 95. Irradiancia Solar

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

El gráfico de Irradiancia Solar corresponde a un modelo que tiene variación considerable debido a la presencia de nubosidades que reducen la capacidad de radiación térmica sobre la Cámara de reacción, de allí que en promedio, la Irradiancia es de $975.34 W/m^2$ para el tiempo de funcionamiento de 1.47 horas.

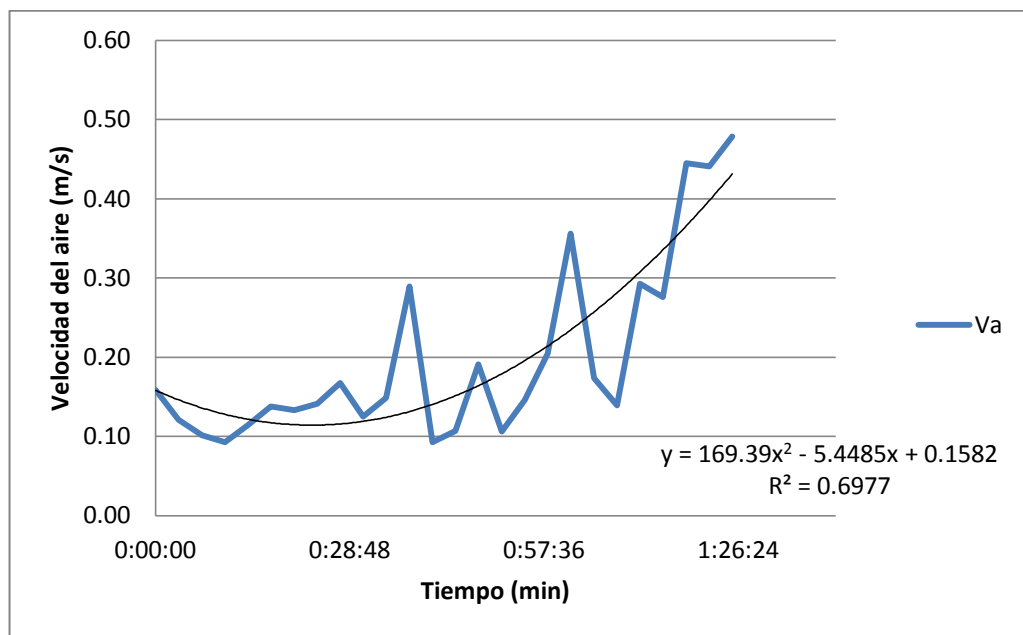


Figura 96. Velocidad del Aire

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

De acuerdo con la reducción del ángulo horario, la radiación solar se incrementa y consecuentemente existe un aumento de velocidad, la forma de la gráfica podría ser consecuente con un crecimiento polinómico con R^2 de 0.70. Para el caso de la velocidad del viento, ésta se incrementa pasado el mediodía cuando la temperatura ambiente empieza a reducirse.

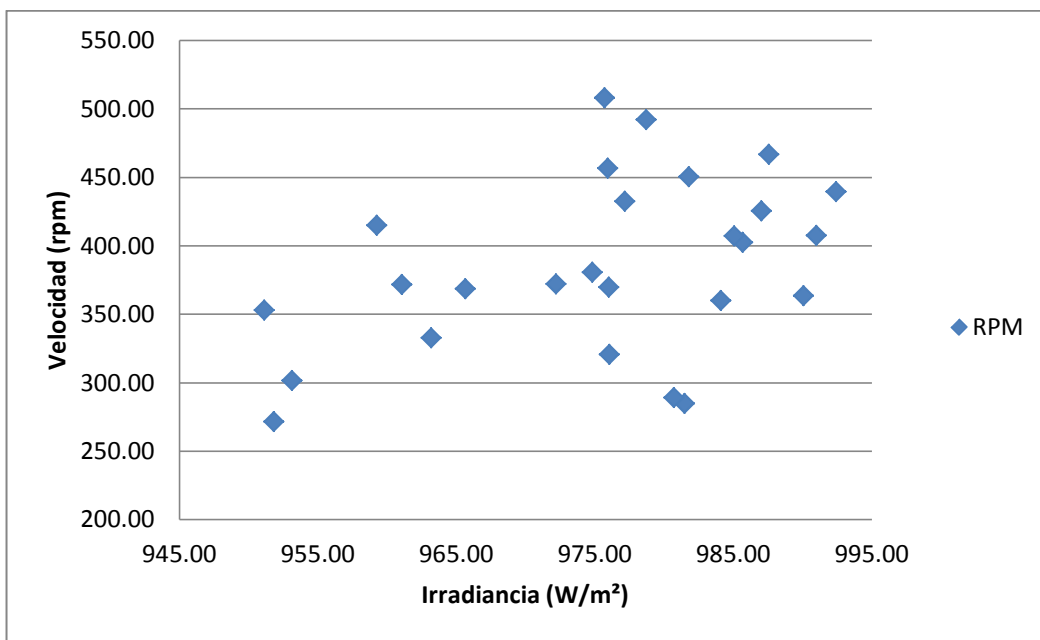


Figura 97. Velocidad de Rotación en función de la Irradiancia Solar

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

De acuerdo con los datos de la Tabla 2 y la gráfica anterior se observa que con el incremento de Irradiancia Solar también existe un incremento de las RPM del motor.

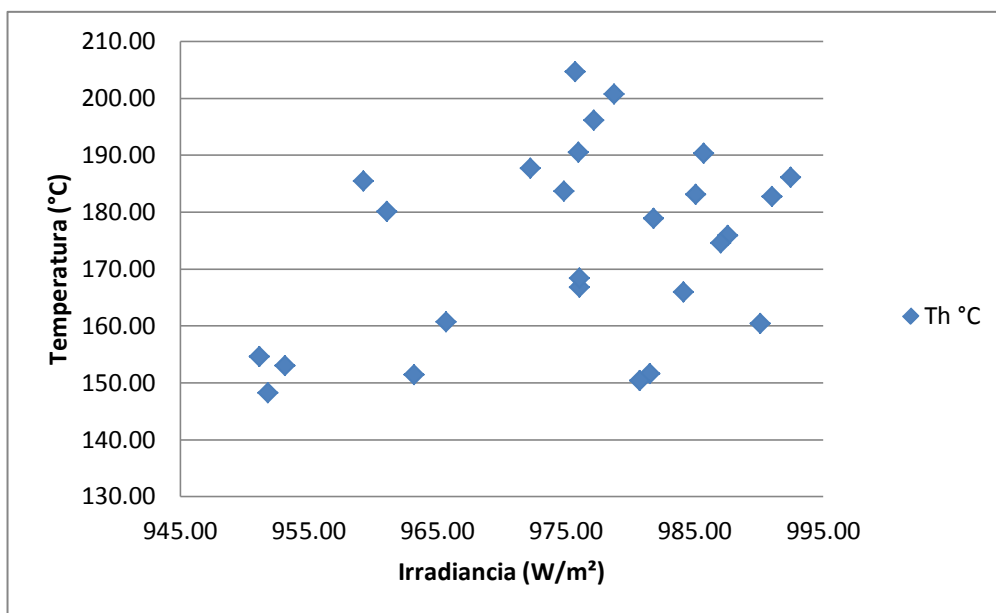


Figura 98. Temperatura de cámara reacción e Irradiancia Solar

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

En la Figura 98, no se puede apreciar que la variación de la temperatura de la cámara de reacción tenga una relación directa o inversa con respecto a la irradiancia solar, sin embargo, al observar los datos de la Tabla 2, un aumento de la irradiancia solar repercute en un aumento de la temperatura.

A continuación, es necesario indicar que un parámetro de pérdidas térmicas conocido como coeficiente global de transferencia de calor calculado utilizando datos experimentales, tiene un valor de $6.494 \text{ W/m}^2\text{°C}$. Si se lo compara con la tabla de coeficientes de transferencia de calor, de Kreith (Kreith, Manglik, & Bohn, 2010), para supercalentadores varía de 3 a $10 \text{ W/m}^2\text{°C}$, esto indica que el análisis energético del motor Stirling, se encuentra dentro de ese rango. U , es el indicador de pérdidas térmicas desde el dispositivo hacia el ambiente.

Tabla 3
Datos ensayo E2-2 Coeficiente global de transferencia de calor

	η	RC	U	η_c	$U \cdot \frac{(T_h - T_a)}{I_d}$
	0.492	288.92	6.494	0.4885	0.003
	0.492	288.92	6.494	0.4887	0.003
	0.492	288.92	6.494	0.4888	0.003
	0.492	288.92	6.494	0.4888	0.003
	0.492	288.92	6.494	0.4886	0.003
	0.492	288.92	6.494	0.4885	0.003
	0.492	288.92	6.494	0.4886	0.003
	0.492	288.92	6.494	0.4888	0.003
	0.492	288.92	6.494	0.4888	0.003
	0.492	288.92	6.494	0.4881	0.003
	0.492	288.92	6.494	0.4881	0.003
	0.492	288.92	6.494	0.4882	0.003
	0.492	288.92	6.494	0.4879	0.003
	0.492	288.92	6.494	0.4875	0.004
	0.492	288.92	6.494	0.4877	0.004
	0.492	288.92	6.494	0.4876	0.004
	0.492	288.92	6.494	0.4879	0.003
	0.492	288.92	6.494	0.4876	0.004
	0.492	288.92	6.494	0.4876	0.004
	0.492	288.92	6.494	0.4872	0.004
	0.492	288.92	6.494	0.4874	0.004
	0.492	288.92	6.494	0.4871	0.004
	0.492	288.92	6.494	0.4874	0.004
	0.492	288.92	6.494	0.4880	0.003
	0.492	288.92	6.494	0.4880	0.003
	0.492	288.92	6.494	0.4875	0.004
\bar{x}	0.492	288.92	6.494	0.4880	0.003
Max	0.492	288.92	6.494	0.4888	0.004
Min	0.492	288.92	6.494	0.4871	0.003

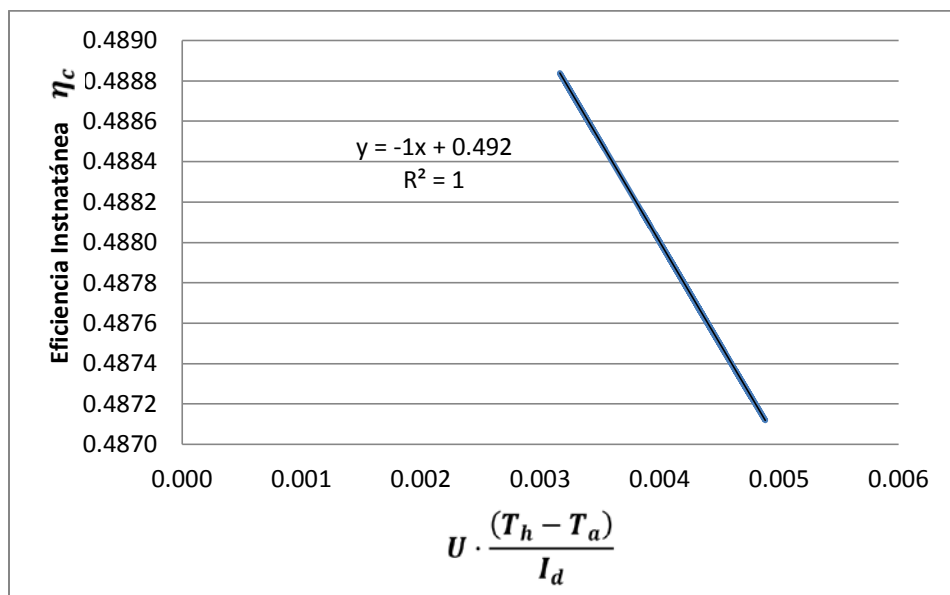


Figura 99. Eficiencia Instantánea vs $U \cdot \frac{(T_h - T_a)}{I_d}$

Fuente: Villarreal, D., Motor Stirling y Concentrador Solar, 2016

En la Figura 99 se tiene que la eficiencia instantánea del sistema energético varía linealmente para cualquier valor de radiación incidente, alcanzando un valor promedio de 48.8%

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

- El motor Stirling tipo Beta es un dispositivo que para su accionamiento utiliza diversas fuentes de energía térmica, calor residual proveniente de la quema de combustible fósiles, combustión de biomasa, calor proveniente de la energía geotérmica, y en los últimos años se ha logrado mejores avances mediante el uso de radiación solar concentrada. En la actualidad existen motores que pueden generar hasta $40KW_e$ utilizando espejos parabólicos y motores refrigerador con Helio.
- En la operación del Motor Stirling no se produce combustión interna, por lo que el calor es suministrado en forma externa a la cámara de reacción. Por lo tanto no emite sustancias contaminantes. Para su funcionamiento es necesario acoplar el mecanismo biela manivela que convierte la velocidad axial en velocidad de rotación. A través del cigüeñal y de éste al volante de inercia
- Los parámetros de funcionamiento del motor Stirling tipo Beta, desarrollados en ésta investigación experimental son: Potencia del concentrador $200W_t$, Irradiancia solar en el rango de 600 a $1000 W/m^2$, RPM del motor 600 revoluciones por minuto, desplazamiento del pistón 18 mm, velocidad axial 0.5 m/s, temperatura máxima de cámara de reacción $204.63 ^\circ C$. Debido a que en el sitio donde se desarrolló el

experimento, la nubosidad es muy variable y el índice de claridad inferior al 50%, el tiempo de operación máxima del motor ha sido de 1.47 horas. Esto significa que para potenciales aplicaciones de ésta tecnología la zona de ensayo debe tener irradiancia solar sobre los 600 W/m^2 y una duración de la radiación directa incidente sobre las 4 horas.

- El efecto del desbordamiento de la radiación solar concentrada o “spillage” se debe considerar debido a las imperfecciones ópticas del espejo concentrador. Éste factor no es posible de medir de forma directa con los instrumentos disponibles, ya que no fueron diseñados para rangos de Irradiancia concentrada.
- El funcionamiento normal del motor Stirling se ve afectado por la pérdida de energía térmica que se presenta por convección y radiación hacia el ambiente, pérdidas por fricción en el interior del cilindro, variación de la radiación solar directa, es decir existencia de mucha nubosidad, pérdidas mecánicas debido a los efectos térmicos sobre los mecanismos de movimiento, que da lugar a la expansión y contracción de los materiales. Aparte de estos efectos, la reducción del valor del gradiente de temperatura origina un estancamiento en la velocidad de rotación del cigüeñal del motor.

7.2 Recomendaciones

Es necesario continuar con las investigaciones tecnológicas relacionadas con el desarrollo de motores Stirling, para el aprovechamiento de la energía solar térmica de media y alta temperatura. Para el caso de Ecuador que necesita actualizar su matriz energética, basada en el uso de fuentes renovables, es importante viabilizar las siguientes investigaciones:

- Desarrollo de motores Stirling tipo Beta que utilicen fluidos de proceso Helio, y cámaras de enfriamiento de alto rendimiento.

- En lo que tiene que ver con sistemas de concentración se propone que se realicen investigaciones y el posterior desarrollo de espejos de concentración o lentes con diámetros superiores a los 4 metros para alcanzar razones de concentración de 1600 soles y temperaturas superiores a los 1000 °C para realizar tratamiento térmico de materiales, recubrimientos superficiales y la posible aplicación en fundición con baja emisión de contaminantes.
- Para disponer de un mapa de irradiancia solar que permita definir aplicaciones de media y alta entalpía con diversos fluidos de proceso y su posterior conversión en electricidad, es necesario el estudio de la radiación solar local, la climatología, determinación de índices de nubosidad y claridad, con lo cual se pueda potencializar el uso de la radiación solar concentrada.

BIBLIOGRAFÍA

Adafruit. (2015). *Anemometer Wind Speed Sensor w/Analog Voltage Output*.

Obtenido de <https://www.adafruit.com/products/1733>

Allegro MicroSystems Inc. (2015). *Sensitive hall-effect switches for high-temperature operation*. Recuperado el 10 de 04 de 2016, de

<http://pdf1.alldatasheet.es/datasheet->

[pdf/view/55092/ALLEGRO/A3144.html](http://pdf1.alldatasheet.es/datasheet-pdf/view/55092/ALLEGRO/A3144.html)

Almanza S., R., & Muñoz G., F. (1994). *Ingeniería de la Energía Solar* (1 ed.). MÉXICO, MÉXICO: El Colegio Nacional.

Apogee Instruments. (2016). *Apogee Instruments*. Recuperado el 10 de 04 de 2016, de <http://www.apogeeinstruments.co.uk/amplified-0-2-5-volt-pyranometer-sp-212/>

Arduino. (2016). *Arduino Board Mega 2560*. Obtenido de <https://www.arduino.cc/>

Babuscia, A., Corbin, B., Knapp, M., Jensen-Clem, R., Loo, M. V., & Seager, S. (2013). Inflatable antenna for cubesats: Motivation for development and antenna design. *91*, 322-332.

doi:<http://dx.doi.org/10.1016/j.actaastro.2013.06.005>

Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2010). *Termodinámica*. McGraw-Hill Education.

Chávez A., F. P., & Orquera R., D. S. (2012). *Modelamiento energético y mecánico de un motor Stirling tipo beta para la generación de 70 We*

para el DECEM-UGI. ESPE. Obtenido de

<http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/5157>

Commons, W. (2015). *Free-Piston Configurations*. Recuperado el 12 de 09 de 2015, de https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Free-Piston_Configurations.jpg

CookBook, C. N. (2015). *Stirling Engine Models*. Recuperado el 18 de 09 de 2015, de <http://www.cnccookbook.com/CCStirlingModels.htm>

da Silva, R. M., & da Silva, A. J. (December de 2011). The Potential Benefits and Risks to the Environment in Using Bio-energy. *Systemic Practice and Action Research*, 24(6), 545-554.

de Almería, P. S. (2015). Annual Report 2014. *Annual Report 2014*. Obtenido de <http://www.psa.es/webesp/techrep/2014/ANNUAL%20REPORT%202014.pdf>

Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes*. (Wiley, Ed.) Wiley.

Electropedia. (2015). *The Stirling Engine*. Recuperado el 05 de 09 de 2015, de http://www.mpoweruk.com/stirling_engine.htm

Feng, C. M., & Liu, T. S. (2013). A graph-theory approach to designing deployable mechanism of reflector antenna. *Acta Astronautica*, 87, 40-47. doi:<http://dx.doi.org/10.1016/j.actaastro.2013.01.019>

Fraser, P. R. (2008). *Stirling dish system performance prediction model*. Madison. Obtenido de https://www.nrel.gov/analysis/sam/pdfs/thesis_fraser08.pdf

González, B. (2012). *Ripasso Energy sets new solar-to-electricity world*

record! Recuperado el 05 de 09 de 2015, de

<http://social.csptoday.com>

IEA. (2014). *Technology Roadmap Solar Photovoltaic Energy*. Recuperado el

12 de 09 de 2015, de

https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/TechnologyRoadmapSolarPhotovoltaicEnergy_2014edition.pdf

IEA. (2014). *Technology Roadmap Solar Thermal Electricity*. Recuperado el

12 de 09 de 2015, de

https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/TechnologyRoadmapSolarPhotovoltaicEnergy_2014edition.pdf

Jutglar, L. (2004). *Energía Solar*. Barcelona: CEAC.

Kreith, F., Manglik, R. M., & Bohn, M. S. (2010). *Principles of Heat Transfer*.

Cengage Learning.

Kumar, N. S., & Reddy, K. S. (2007). Numerical investigation of natural convection heat loss in modified cavity receiver for fuzzy focal solar dish concentrator. *Solar Energy*, 81(7), 846-855.

doi:<http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2006.11.008>

Leithold, L. (1999). *El Cálculo*. Oxford University Press.

Mejía B., O. A., & Zamora O., F. D. (2008). *Diseño y construcción de un sistema de generación de electricidad, a partir del uso de energía solar, mediante un concentrador parabólico de 1,8 m*. Sangolquí: ESPE.

- Müller, I., & Müller, W. H. (2009). *Fundamentals of Thermodynamics and Applications: With Historical Annotations and Many Citations from Avogadro to Zermelo*. Springer Berlin Heidelberg. Obtenido de <https://books.google.es/books?id=Pqbt8w6hAucC>
- Nelson, E. W., Best, C. L., & Mclean, W. G. (2004). *Mecánica vectorial: estática y dinámica*. McGraw-Hill.
- NREL. (2015). Concentrating Solar Power: Projects. *Concentrating Solar Power: Projects*. Obtenido de http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/dish_engine.cfm
- Pinedo del Barrio, R., & Díaz Deyá, A. (2014). *Propuesta de diseño de un motor Stirling de pistón libre tipo Tándem para uso doméstico*. Obtenido de <http://132.248.52.100:8080/xmlui/handle/132.248.52.100/3596>
- Ripasso. (2015). *High resolution photos*. Recuperado el 15 de 11 de 2015, de http://www.ripassoenergy.com/wp-content/uploads/CSP_5.jpg
- Ruiz H., V., Silva P., M., & Lillo B., I. (2009). *La electricidad solar térmica, tan lejos, tan cerca*. Fundación gas Natural.
- Solar Engines Adivision of P.M. Research, I. N. (2015). Striling Engine Cycle Model 4 Sun Runner. *Striling Engine Cycle Model 4 Sun Runner*.
- Stewart, J. (2013). *Calculus, Seventh Edition*. Belmont: Cengage Learning .
- Thombare, D. G., & Verma, S. K. (2008). Technological development in the Stirling cycle engines. 12(1), 1-38.
doi:<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2006.07.001>

Thran, D., & Gawor, M. (2012). *Encyclopedia of Sustainability Science and Technology - Biomass Provision and Use, Sustainability Aspects*.

Springer.

Wilson, J. I. (2009). *La energía solar*. Alhambra.

Xu, Y., & Guan, F.-I. (2012). Structure design and mechanical measurement of inflatable antenna. 76, 13-25.

doi:<http://dx.doi.org/10.1016/j.actaastro.2012.02.005>