



Facultad de Ingeniería
Universidad Nacional de la Plata

———— TRABAJO FINAL ————

———— AUTOR ————

Lorenzo Pérez

———— DIRECTOR ————

Dr. Ing. Sergio Rusconi

Ing. Claudio Martins

———— ESPECIALIDAD ————

Ingeniería Mecánica

———— Título ————

**Diseño y modelado de un sistema de electrificación rural basado en
motores Stirling solares para regiones aisladas de Argentina**

Investigación Tecnológica

———— AÑO ————

2017

———— MESA EVALUADORA ————

————
Calificación en números y letras

Evaluador
Firma y Aclaración

Evaluador
Firma y Aclaración

Profesor Trabajo Final
Firma y Aclaración

La eternidad es esta permanencia de ayer sin mañana en la memoria.

Arturo Uslar Pietri

[...] ein irdisches Gebäude - was können wir anderes bauen?¹

Franz Kafka

Tradice není statickým entitou; spíše je to dynamická a flexibilní struktura, která assimiluje i vyžaduje inovaci. Stejně jako inženýrské principy se vyvíjejí, tak i tradice se přizpůsobuje měnícímu se prostředí umělecké praxe.²

Jan Mukařovský

¹ “[...] un edificio terrenal - ¿qué más podemos construir?”

² “La tradición no es una entidad estática, sino una estructura dinámica y flexible que asimila y exige innovación. Al igual que los principios de la ingeniería evolucionan, la tradición se adapta al cambiante panorama de la práctica artística.”

A la memoria del Dr. Franz Kafka.

AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar el más profundo agradecimiento a mi madre y mis hermanos, sin cuyo apoyo, amor e incentivo este trayecto tan difícil y colmado de penurias habría sido mucho peor y no hubiera visto jamás una conclusión como la que cierra este trabajo.

Deseo, además, agradecer de todo corazón la paciencia, dedicación y cariño del Prof. Dr. Ing. Sergio Rusconi y el Prof. Ing. Claudio Martins, quienes dirigieron el presente trabajo y cuyos conocimientos y ayuda resultaron de un valor inestimable.

A los que creyeron en mí, y a los que no también.

Por último, pero no por eso menos importante, quiero agradecer a la Universidad Nacional de La Plata y en especial a mi amada Facultad de Ingeniería, por permitirme alcanzar esta meta. Al cuerpo docente y no docente de la Facultad, eternamente agradecido.

RESUMEN

Este trabajo se propone explorar la viabilidad del uso de motores Stirling solares para la electrificación de regiones rurales en Argentina. A pesar de los avances significativos en la matriz energética del país, muchas zonas rurales aún carecen de acceso a la electricidad debido a la vastedad del territorio argentino, la dispersión de la población rural y las desigualdades socioeconómicas.

El motor Stirling, un motor térmico que opera por compresión y expansión cíclica de aire u otro gas a diferentes niveles de temperatura, se presenta como una solución potencial. En particular, se estudia el uso de un disco parabólico como concentrador solar para generar la energía necesaria para el funcionamiento del motor, y se ofrece un atisbo a un posible sistema de cogeneración a partir de este mismo motor y un posible uso de otras fuentes para el accionamiento del motor.

El trabajo analiza en detalle la tecnología del motor Stirling, su funcionamiento, eficiencia y aplicabilidad en el contexto de la energía solar. También se examina el impacto socioeconómico de la electrificación en las zonas rurales, destacando la importancia de la electrificación para el desarrollo socioeconómico.

Finalmente, se evalúa la viabilidad de la implementación de motores Stirling solares en Argentina, considerando factores como el costo, la infraestructura necesaria, el clima y la disponibilidad de la luz solar. El trabajo tiene como objetivo proporcionar una visión integral y un análisis detallado de la aplicación de los motores Stirling solares para la electrificación rural en Argentina.

Palabras claves – *Energía solar, motores Stirling, electrificación rural, viabilidad, desarrollo socioeconómico.*

ABSTRACT

This work aims to explore the viability of using solar Stirling engines for the electrification of rural regions in Argentina. Despite significant advances in the country's energy matrix, many rural areas still lack access to electricity due to the vastness of the Argentine territory, the dispersion of the rural population, and socioeconomic inequalities.

The Stirling engine, a thermal engine that operates by cyclic compression and expansion of air or another gas at different temperature levels, is presented as a potential solution. In particular, the use of a parabolic disc as a solar concentrator to generate the necessary energy for the operation of the engine is studied, and a glimpse is offered at a possible cogeneration system based on this same engine and a potential use of other sources for driving the engine.

The thesis analyzes in detail the technology of the Stirling engine, its operation, efficiency, and applicability in the context of solar energy. It also examines the socioeconomic impact of electrification in rural areas, highlighting the importance of electrification for socioeconomic development.

Finally, the viability of implementing solar Stirling engines in Argentina is evaluated, considering factors such as cost, necessary infrastructure, climate, and availability of sunlight. The work aims to provide a comprehensive vision and detailed analysis of the application of solar Stirling engines for rural electrification in Argentina.

Key words – *Solar energy, Stirling engines, rural electrification, viability, socioeconomic development.*

ÍNDICE

AGRADECIMIENTOS.....	V
RESUMEN	VI
ABSTRACT	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	XII
ÍNDICE DE TABLAS	XVI
NOMENCLATURA	XVII
1. INTRODUCCIÓN A LA PROBLEMÁTICA Y MODELADO DE LA SITUACIÓN	1
1.1 Fuentes de energía y la matriz energética argentina	1
1.1.1 Perspectiva global	1
1.1.2 La matriz energética argentina	2
1.2. Demanda energética en zonas rurales.....	5
1.3. Modelado del escenario.....	12
1.3.1 Demanda de energía en zonas rurales.....	14
2. FUNDAMENTOS DE LA RADIACIÓN SOLAR.....	16
2.1 Generalidades	16
2.2 Definiciones:.....	19
2.2.1 Masa de aire (<i>m</i>).....	19
2.2.3 Radiación directa.....	19
2.2.4 Radiación difusa	20
2.2.5 Radiación solar total.....	20
2.2.6 Irradiancia.....	20
2.2.7 Irradiación o Exposición radiante.....	20
2.2.8 Radiosidad o Radiancia.....	20
2.2.9 Potencia emisiva o Radiancia propia.....	20
2.2.10 Tiempo solar	20
2.2.11 ϕ Latitud	21
2.2.12 δ Declinación.....	21
2.2.13 β Inclinación.....	21
2.2.14 γ Ángulo azimutal de la superficie.....	21
2.2.15 ω Ángulo horario	21
2.2.16 θ Ángulo de incidencia.....	22
2.2.17 θ_z Ángulo cenital	22
2.2.18 α_S Ángulo de altitud solar	22
2.2.19 γ_S Ángulo azimutal solar	22

2.3 Radiación solar disponible.....	28
2.3.1 Definiciones.....	29
3. RECURSO SOLAR EN ARGENTINA	30
3.1 Generalidades	30
3.2 Parámetros en las zonas de estudio.....	44
3.2.1 Altiplano	45
3.2.2 Valle central Catamarca	47
3.2.3 Chaco Central	49
3.2.4 Cordillera Mandolgue Neuquén	51
3.2.5 Litoral.....	53
3.2.6 Ushuaia.....	55
3.3 Conclusiones.....	56
4. RESEÑA HISTÓRICA DEL MOTOR STIRLING	58
4.1 Contexto tecnológico	58
4.2 Robert Stirling.....	60
4.3 El motor Stirling.....	62
4.3.1 La patente de 1816.....	62
4.3.2 Las patentes de 1827 y 1840.....	72
4.3.3 El motor de 1840	77
4.4 Desarrollos recientes.....	83
4.4.1 Ivo Kolin.....	84
4.4.2 James R. Senft	84
5. MODELO TERMODINÁMICO Y GENERALIDADES DE LOS MOTORES STIRLING	87
5.1. Ciclo termodinámico ideal del motor Stirling	87
5.2. Ciclo termodinámico real del motor Stirling	91
5.3. Realización mecánica de un motor Stirling	92
5.4. Cinemática del motor Stirling convencional	93
5.4.1 Motor Alpha	94
5.4.2 Motor beta	95
5.4.3 Motor gamma	96
5.5 Descripción de los componentes de un motor Stirling	97
5.5.1 Zona caliente	97
5.5.2 Zona fría	98
5.6 Sistema de refrigeración de un motor Stirling	98
5.6.1 Refrigeración por aire.....	98
5.6.2 Refrigeración por agua	98

5.6.3 Regenerador.....	98
5.6.4 Pistón.....	99
5.6.5 Desplazador.....	99
5.7 Matriz de decisión.....	99
5.7.1 Elección de la configuración del motor.....	99
5.7.2 Selección del gas de trabajo.....	100
6. MODELADO GENERAL DEL MOTOR STIRLING PARA EL USO CON DISCO PARABÓLICO SOLAR PARA LA CONVERSIÓN DE ENERGÍA TÉRMICA EN ELÉCTRICA.....	101
6.1 Antecedentes.....	101
6.2 Sistema de concentración solar.....	107
6.3 Modelo del receptor térmico.....	112
6.4 Modelo de motor Stirling.....	114
6.4.1 Relaciones geométricas.....	115
6.4.2 Análisis del regenerador.....	116
6.4.3 Modelo del ciclo térmico.....	117
7. MODELO DE CONVERSIÓN DE ENERGÍA MECÁNICA A ELÉCTRICA.....	121
8. RESULTADOS Y CONCLUSIONES PRELIMINARES.....	123
8.1 Optimización del factor de concentración solar.....	124
8.2 Condiciones de arranque del motor y respuesta transitoria.....	125
8.3 Análisis termodinámico y energético.....	127
8.4 Discusión sobre la eficiencia del sistema.....	135
9. DISEÑO DEL DISCO PARABÓLICO.....	137
9.1 Componentes del plato solar.....	138
9.2 Recapitulación.....	139
9.2.1 Motor Stirling y receptor.....	139
9.2.2 Diseño del sistema de disco solar.....	139
9.3.1 Análisis de diseño y modelado para cálculos de parámetros de plato solar.....	141
9.2.3 Cálculos de radiación solar en el concentrador.....	146
9.2.4 Análisis térmico para receptor de plato solar.....	148
10. CONTROL Y SEGUIMIENTO.....	153
10.1 Conceptos generales.....	153
10.2 Diseño del sistema de seguimiento solar de doble eje.....	155
10.2.1 Diseño de la parte electromecánica.....	157
10.2.2 Datos de Irradiación Directa Normal (IDN).....	158
10.2.3 Datos de Ángulos de Trayectoria Solar (Azimut y Elevación).....	159
10.3 Resultados de la simulación.....	161

11. OPCIONES PARA EL ALMACENAMIENTO DE LA ENERGÍA ELÉCTRICA.....	169
11.1 Perspectiva de la utilidad sobre el almacenamiento de energía	171
11.2 Almacenamiento de Energía Electroquímica	172
11.2.1 Baterías de ion de litio (Li-ion)	173
11.2.2 Baterías de Sodio-Azufre y Sodio-Haluro Metálico	175
11.2.3 Baterías de Flujo Redox.....	177
11.3 Direcciones Futuras.....	179
11.4 Matriz de decisión	180
12. MODELO PROPUESTO	182
12. CONCLUSIONES FINALES	187
12.1 Impacto social	187
12.2 Conclusiones técnicas	188
13. BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS	190
13.1 Bibliografía	190
13.2 Páginas web.....	201

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - Perspectiva demanda de energía primaria mundial	1
Figura 2 – Matriz energética Argentina.....	3
Figura 3 - Recursos energéticos sectorizados	4
Figura 4 - Recursos energéticos sectorizados: Oferta de generación.....	4
Figura 5 – Producción de energía primaria por fuente y consumo final por tipo.....	5
Figura 6 - Escuelas rurales con módulos fotovoltaicos	6
Figura 7 - Distribución por regiones de viviendas sin energía en la provincia de Salta	7
Figura 8 - Niveles de potencias instaladas en escuelas (porcentual).....	8
Figura 9 - Viviendas humildes electrificadas	9
Figura 10 - El consumo eléctrico residencial es el predominante en Salta.....	10
Figura 11 - Inversiones en energía de la población.....	11
Figura 12 – Modelado del escenario de generación y consumo propuesto	13
Figura 13 – Características solares	18
Figura 14 - Curva estándar de irradiancia espectral	19
Figura 15 – (a) Ángulo cenital, inclinación, ángulo azimutal de la superficie y ángulo azimutal solar para una superficie inclinada., (b) Vista en planta que muestra el ángulo azimutal solar	22
Figura 16 - El ángulo de altitud solar α_s ($\angle EAD$) y el ángulo de perfil α_p ($\angle fab$) para la superficie R	23
Figura 17 - Radiación solar extraterrestre para $\varphi = 45^\circ$ en un colector estacionario con $\beta = 45^\circ$ en colectores de seguimiento de un solo eje norte-sur (N-S) y este-oeste (E-O). Las tres curvas punteadas son para el solsticio de invierno y las tres curvas sólidas son para el solsticio de verano	24
Figura 18 - Radiación extraterrestre diaria en una superficie horizontal	28
Figura 19 - Flujos primarios de radiación en una superficie en o cerca del suelo	29
Figura 20 – Irradiancia directa global.....	30
Figura 21 – Irradiación normal directa en América Latina	31
Figura 22 – Suma anual promedio de la irradiación global horizontal promedio sobre el territorio nacional	32
Figura 23 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de enero	33
Figura 24 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de febrero.	34
Figura 25 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de marzo.	35
Figura 26 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de abril.	36
Figura 27 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de mayo.....	37
Figura 28 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de junio.	38
Figura 29 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de julio.....	39
Figura 30 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de agosto.....	40
Figura 31 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de septiembre.	41

Figura 32 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de octubre.	42
Figura 33 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de noviembre.	43
Figura 34 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de diciembre.	44
Figura 35 - Índice de claridad de insolación en cielo despejado Altiplano	45
Figura 36 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado Altiplano	45
Figura 37 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado máxima Altiplano.....	46
Figura 38 - Cubrimiento nuboso Altiplano	46
Figura 39 - Índice de claridad de insolación en cielo despejado Valle Cental.....	47
Figura 40 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado Valle Central	47
Figura 41 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado máxima Valle Central.....	48
Figura 42 - Cubrimiento nuboso Valle Central	48
Figura 43 - Índice de claridad de insolación en cielo despejado Chaco Central	49
Figura 44 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado Chaco Central	49
Figura 45 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado máxima Chaco Central.....	50
Figura 46 - Cubrimiento nuboso Chaco Central	50
Figura 47 - Índice de claridad de insolación en cielo despejado Neuquén	51
Figura 48 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado Neuquén	51
Figura 49 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado máxima Neuquén	52
Figura 50 - Cubrimiento nuboso Neuquén.....	52
Figura 51 - Índice de claridad de insolación en cielo despejado Litoral.....	53
Figura 52 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado Litoral.....	53
Figura 53 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado máxima Litoral	54
Figura 54 - Cubrimiento nuboso Litoral	54
Figura 55 - Índice de claridad de insolación en cielo despejado Ushuaia	55
Figura 56 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado Ushuaia	55
Figura 57 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado máxima Ushuaia	56
Figura 58 - Cubrimiento nuboso Ushuaia.....	56
Figura 59 - Representación de la eolípila de Herón.	58
Figura 60 - Regulador centrífugo de Watt.....	59
Figura 61 - Rev. Robert Stirling.....	60
Figura 62 – Tumba de Robert Stirling.....	61
Figura 63 – El economizador según la patente del Rev. Stirling	62
Figura 64 – Economizador del motor de aire caliente	63

Figura 65 – Economizador y motor de aire caliente	64
Figura 66 – Cilindro del motro Stirling original	65
Figura 67 – Detalle del cilindro del motro Stirling de 1816.....	67
Figura 68 – Motor Stirling según la patente de 1816.....	69
Figura 69 – Vista en corte del motor diseñado por Stirling	71
Figura 70 – Motor Stirling según la patente de 1827.....	74
Figura 71 - Sección de uno de los recipientes de aire, cuyos lados son cilíndricos, y las partes superior e inferior esféricas	75
Figura 72 – Motor Stirling según patente 8652	78
Figura 73 – Figura del motor Stirling de 1842.....	81
Figura 74 – Vista supeior del motor Stirling de 1842	82
Figura 75 – Motor Stirling conservado en el Museo Nacional de Escocia	83
Figura 76 - Dibujo del primer motor de baja diferencia de temperatura de Ivo Kolin	84
Figura 77 - Motor similar al primer motor de bajo salto térmico diseñado por Senft	86
Figura 78 – Ciclo teórico del motor Stirling.....	87
Figura 79 - Proceso 1-2: Compresión isotérmica y expulsión de calor	88
Figura 80 - Proceso 3-4: Expansión isotérmica y adición de calor	89
Figura 81 - Proceso 4-1: Expulsión de calor isocórica	90
Figura 82 - Diagrama P-V y S-T del ciclo Stirling (línea continua) y Carnot (línea discontinua) ..	91
Figura 83 – Ciclo termodinámico real del motor Stirling (en verde).....	91
Figura 84 – Dibujo esquemático de un motor Stirling general	93
Figura 85 – Distintas configuraciones de motores Stirling.....	94
Figura 86 – Motor Stirling tipo alpha	95
Figura 87 – Motor Stirling tipo beta.....	96
Figura 88 – Motor Stirling tipo gamma	97
Figura 89 – Motor Stirling tipo beta simplificado	97
Figura 90 – Sistema de concentración	107
Figura 91 - Flujo de radiación en la superficie cilíndrica del receptor térmico ($C = 250$).....	¡Error!
Marcador no definido.	
Figura 92 - Flujo de radiación en la superficie circular del receptor térmico ($C = 250$)	109
Figura 93 - Flujo de radiación integrado adimensional en la superficie cilíndrica del receptor	111
Figura 94 - Flujo de radiación en la superficie cilíndrica del receptor para varios factores de concentración.....	112
Figura 95 - Esquema del receptor térmico y su respectivo balance de energía.	113
Figura 96 - Esquema del motor Stirling tipo β con accionamiento por leva	115
Figura 97 - Perfiles de temperatura en el regenerador.	116
Figura 98 - Circuito de generador eléctrico y carga resistiva.....	121
Figura 99 - Diagrama de flujo del modelo de motor Stirling alimentado por energía solar	123
Figura 100 - Optimización del factor de concentración solar	124
Figura 101 - Respuesta transitoria de la velocidad de rotación para dos condiciones de arranque diferentes del motor	125
Figura 102 - Respuesta transitoria de la velocidad de rotación en caso de un arranque fallido del motor.....	126
Figura 103 - Respuesta transitoria de la temperatura del receptor para tres condiciones iniciales diferentes	126
Figura 104 - Posición del pistón y del desplazador en función del ángulo de manivela.....	127
Figura 105 - Variación de los volúmenes de las cámaras del motor y volumen total.....	128
Figura 106 - Masas de gas en cada cámara del motor y masa total de gas de trabajo	128

Figura 107 - Tasa de cambio de la masa de gas en cada cámara del motor	129
Figura 108 - Temperaturas del gas en las cámaras del motor	130
Figura 109 - Temperaturas de entrada y salida del gas en el regenerador	130
Figura 110 - Tasas de transferencia de calor en cada cámara del motor	131
Figura 111 - Diagramas presión-volumen para las cámaras de expansión y compresión	132
Figura 112 - Intercambio de trabajo con el gas en las cámaras de expansión y compresión...	132
Figura 113 - Par mecánico y velocidad de rotación en función del ángulo de manivela	133
Figura 114 - Corriente de salida del generador.....	133
Figura 115 - Balance energético del sistema de motor Stirling alimentado por energía solar.	135
Figura 116 - Pasos para diseñar un disco solar parabólico	140
Figura 117 – Sistema de disco solar y motor Stirling	141
Figura 118 - Segmentos de longitud focal y ángulos de borde con un punto focal común y el mismo diámetro de apertura del concentrador	145
Figura 119 - La geometría del concentrador parabólico con punto focal, longitud focal y ángulo del borde, con diámetro del concentrador (D_{con}).....	146
Figura 120 - Con el ángulo de aceptación y el diámetro del receptor ($d = D_{rec}$).....	147
Figura 121 - Diagrama esquemático del plato parabólico utilizando un sistema de seguimiento solar de doble eje	156
Figura 122 - Algoritmo del sistema de seguimiento solar de doble eje diseñado	157
Figura 123 - Croquis de ángulos azimut y elevación	159
Figura 124 - Ángulos de elevación y de azimut de la trayectoria solar durante el día para el solsticio de verano	160
Figura 125 - Ángulos de elevación y Ángulos acimutales de la trayectoria solar durante el día para el solsticio de invierno	161
Figura 126 - Diagrama de bloques de simulación del sistema de seguimiento solar de doble eje	¡Error! Marcador no definido.
Figura 127 - Funcionamiento en función del tiempo de los motores paso a paso para la altitud	165
Figura 128 - Funcionamiento en función del tiempo de los motores paso a paso para las direcciones del ángulo acimutal.....	166
Figura 129 - Efecto de los torques mecánicos de carga versus velocidad de rotación y velocidad del motor paso a paso.....	167
Figura 130 - Salida operativa de IDN (W/m^2) actuando sobre el plato parabólico.....	167
Figura 131 - Tiempo de descarga a potencia nominal para distintos tipos de sistemas de almacenamiento de energía	170
Figura 132 – Energía específica vs potencia específica para los distintos tipos de baterías	173

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 - Fortalezas, debilidades, amenazas y oportunidades de la transferencia de tecnología	12
Tabla 2 – Consumos por hogar.....	14
Tabla 3 – Consumo escuela	15
Tabla 4 - Consumo salita de primeros auxilios.....	15
Tabla 5 - Radiación extraterrestre diaria media mensual [MJ/m^2]	27
Tabla 6 - Dimensiones y parámetros para la simulación de concentrador solar	110
Tabla 7 - Características en función de C	112
Tabla 8 - Propiedades termodinámicas y radiativas del material del receptor térmico.....	114
Tabla 9 - Parámetros de simulación y condiciones iniciales	120
Tabla 10 - Resultados promediados por ciclo más relevantes, junto con las eficiencias de los componentes de los diversos procesos de conversión de energía involucrados en el sistema de motor Stirling con generador eléctrico alimentado por energía solar	134
Tabla 11 - Efecto de la cavidad en la eficiencia del sistema.....	136
Tabla 12 - Características de los materiales reflectantes solares	142
Tabla 13 - Matriz de decisión materiales para el disco parabólico	143
Tabla 14 - Modelo de tercera generación de Hafez et al.....	150
Tabla 15 - Estimación de las constantes	151
Tabla 16 - Almacenamiento de energía para el soporte de la red de transmisión y distribución eléctrica. Los sistemas de almacenamiento de energía a escala de megavatios y kilovatios mencionados aquí tienen un impacto potencial en varias áreas, incluido el soporte de la red en subestaciones de transmisión y distribución, la reducción de picos de demanda, la postergación de inversiones de capital, la confiabilidad y la regulación de frecuencia.	172
Tabla 17 – Matriz de decisión de baterías para almacenamiento	181
Tabla 18 - Características del Sistema motor-Generador-Plato-Batería para la aplicación objetivo	182

NOMENCLATURA

Índices

<i>A</i>	Área (m^2)
<i>b</i>	Coefficiente de amortiguamiento ($N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1}$)
<i>C</i>	Factor de concentración (—)
<i>c_p</i>	Calor específico a presión constante medido en términos másicos ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
<i>c_v</i>	Calor específico a volumen constante medido en términos másicos ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
<i>D</i>	Diámetro
<i>e</i>	Espesor (<i>m</i>)
<i>f</i>	Distancia focal (<i>m</i>)
<i>F</i>	Resistencia (<i>N</i>)
<i>g</i>	Constante gravitacional ($m \cdot s^{-2}$)
<i>G</i>	Radiación o irradiancia ($W \cdot m^{-2}$)
<i>Gr</i>	Número de Grashof (—)
<i>G_t</i>	Irradiancia normal directa global ($W \cdot m^{-2}$)
<i>h</i>	Coefficiente de transferencia de calor ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
<i>H</i>	Longitud (<i>m</i>)
<i>i</i>	Corriente eléctrica (<i>A</i>)
<i>J</i>	Momento de inercia ($kg \cdot m^2$)
<i>k</i>	Conductividad térmica ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)
<i>L</i>	Ancho (<i>m</i>), inductancia (<i>H</i>) o longitud del fluido de aire dentro del flujo de calentamiento (<i>m</i>)
<i>Nu</i>	Número de Nusselt (—)
<i>p</i>	Número de pares de polos (—)
<i>P</i>	Presión (<i>Pa</i>) or potencia (<i>W</i>)
<i>Pr</i>	Número de Prandtl (—)
<i>Q</i>	Calor (<i>W</i>)
<i>r</i>	Radio (<i>m</i>)

R	<i>Resistencia eléctrica (Ω)</i>
Ra	<i>Número de Rayleigh (–)</i>
Rg	<i>Constante de los gases ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)</i>
S	<i>Radiación absorbida (W)</i>
t	<i>Tiempo (s)</i>
T	<i>Temperatura (K) o periodo (s)</i>
V	<i>Volumen (m^3) o voltaje (V)</i>
W	<i>Trabajo (W)</i>
(X, y)	<i>Distancia (m)</i>
z	<i>Distancia o altura (m)</i>

Letras griegas

α	<i>Absortividad (–)</i>
β	<i>Coeficiente de expansión (K^{-1}) o ángulo de inclinación de la superficie respecto a la horizontal ($^\circ$)</i>
δ	<i>Ángulo de declinación ($^\circ$)</i>
Δ	<i>Variación (–)</i>
ε	<i>Emisividad o efectividad del intercambiador de calor (–)</i>
η	<i>Eficiencia (–)</i>
θ	<i>Ángulo de giro del pistón (rad) o ángulo de aceptación ($^\circ$)</i>
ϕ	<i>Ángulo zenital</i>
$\phi_{Bor.}$	<i>Ángulo de borde ($^\circ$)</i>
θ_z	<i>Ángulo de incidencia solar ($^\circ$)</i>
λ	<i>Amplitud del flujo inducido por los imanes permanentes ($V \cdot s$)</i>
ρ	<i>Densidad ($kg \cdot m^{-3}$) o reflectividad (–)</i>
σ	<i>Constante de Stefan Boltzmann ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$)</i>
τ	<i>Torque ($N \cdot m$)</i>
ν	<i>Viscosidad cinemática ($m^2 \cdot s^{-1}$)</i>
φ	<i>Ratio (–)</i>
Ψ	<i>Diferencia de fase entre pistón y desplazador (rad)</i>
ω	<i>Frecuencia ($rad \cdot s^{-1}$), ángulo</i>

Subíndices

<i>a</i>	<i>Ambiente</i>
<i>Air.</i>	<i>Aire</i>
<i>Abs.</i>	<i>Absorción</i>
<i>c</i>	<i>Espacio de compresión</i>
<i>B</i>	<i>Radiación directa</i>
<i>Bor.</i>	<i>Borde</i>
<i>Cir.</i>	<i>Circular</i>
<i>Cl.</i>	<i>Cilindro</i>
<i>Con.</i>	<i>Concentrador</i>
<i>Conv.</i>	<i>Convección</i>
<i>Cic.</i>	<i>Ciclo</i>
<i>D</i>	<i>Difusa (radiación)</i>
<i>d</i>	<i>Desplazador o eje</i>
<i>Dis.</i>	<i>Disco parabólico</i>
<i>Elec.</i>	<i>Eléctrico/a</i>
<i>Elecm.</i>	<i>Electromagnético/a</i>
<i>f</i>	<i>Volante de inercia, fluido</i>
<i>fd</i>	<i>Conexión entre el volante de inercia y el desplazador</i>
<i>fe</i>	<i>Fricción estática</i>
<i>fp</i>	<i>Conexión entre el volante de inercia y el pistón</i>
<i>Glo.</i>	<i>Global</i>
<i>H</i>	<i>Fuente caliente</i>
<i>i</i>	<i>Entrada o salida del espacio de expansión</i>
<i>in</i>	<i>Entrada</i>
<i>Ir.</i>	<i>Irradiado por el sol</i>
<i>j</i>	<i>Entrada o salida del espacio de compresión</i>
<i>l</i>	<i>Biela</i>
<i>L</i>	<i>Fuente fría</i>
<i>ld</i>	<i>Grupo de desplazador y biela</i>

<i>m</i>	<i>Carcasa del motor o valor promedio</i>
<i>Máx.</i>	<i>Máximo</i>
<i>Mec.</i>	<i>Mecánico/a</i>
<i>Mín.</i>	<i>Mínimo</i>
<i>Ópt.</i>	<i>Óptico/a</i>
<i>out</i>	<i>Salida</i>
<i>p</i>	<i>Pistón</i>
<i>q</i>	<i>Eje</i>
<i>r</i>	<i>Regenerador</i>
<i>R</i>	<i>Reflejada por el suelo</i>
<i>Rad.</i>	<i>Radiación</i>
<i>Rec.</i>	<i>Receptor</i>
<i>s</i>	<i>Devanados del estator</i>
<i>T</i>	<i>Total</i>
<i>Tér.</i>	<i>Térmico/a</i>
<i>x</i>	<i>Pared del cilindro</i>
<i>0</i>	<i>Condición inicial</i>

1. INTRODUCCIÓN A LA PROBLEMÁTICA Y MODELADO DE LA SITUACIÓN

*Electricity is not a luxury; it is a basic human right. Without it, people cannot access education, health care, or economic opportunities. It is the foundation of modern civilization.*³

Kofi Annan

1.1 Fuentes de energía y la matriz energética argentina

1.1.1 Perspectiva global

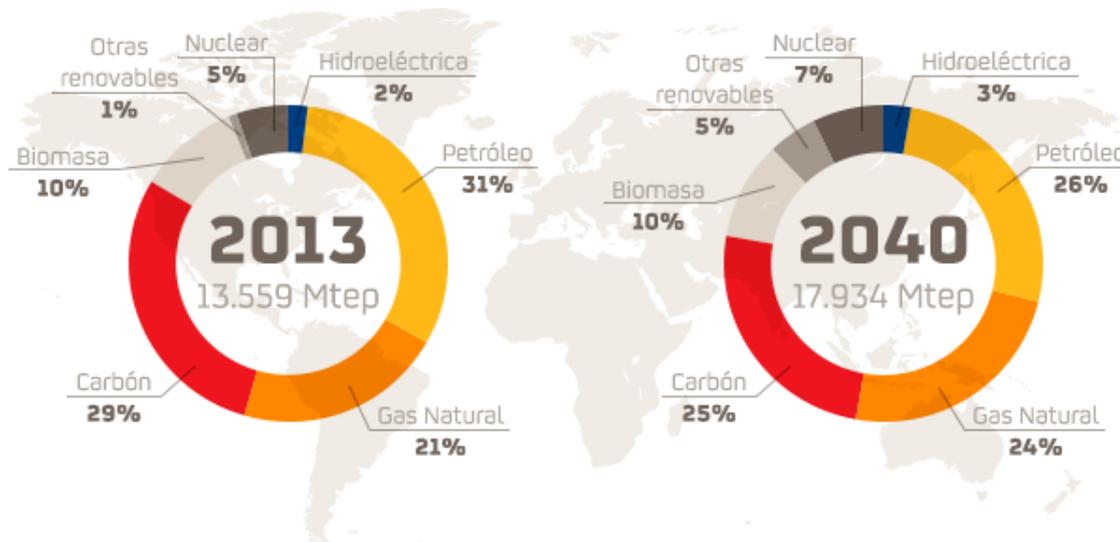
Las fuentes de energía se dividen en primarias y secundarias:

Fuentes primarias:

- Se utilizan directamente.
- Pueden emplearse para generar calor, vapor, iluminación o producir energía mecánica.
- Se emplean para generar fuentes de energía secundarias.
- Fuentes de energía primarias son los combustibles fósiles, la energía nuclear y las energías renovables (sol, viento, mareas).

Fuentes secundarias:

- Actúan de intermediarias transportando la energía al punto de consumo o sirven para almacenarla.
- No se encuentran en la naturaleza y se obtienen a partir de fuentes primarias.
- Actualmente podemos considerar dos: electricidad e hidrógeno.



Fuente: Agencia Internacional de la Energía (WEO 2013) y D. Secretaría Técnica de Repsol

Figura 1 - Perspectiva demanda de energía primaria mundial

³ “La electricidad no es un lujo, es un derecho humano básico. Sin ella, las personas no pueden acceder a la educación, la atención médica ni a oportunidades económicas. Es el fundamento de la civilización moderna.”

El consumo de energía en el mundo se ha duplicado en los últimos 25 años, y crece en función del crecimiento de los países, atado al incremento en la producción fabril y el consumo en los hogares. En los últimos 10 años ha crecido un 30%.

La mayor parte de este crecimiento se está dando en países emergentes, como China e India, que actualmente se llevan el 66% del incremento neto del consumo energético global.

Esto significa que el consumo energético está íntimamente ligado a las necesidades económicas y sociales de la población. Sin embargo, no es igual en todas las regiones del planeta, ni el crecimiento es parejo. Hay regiones que crecerán más en los próximos 30 años, como China, India y Brasil.

Además, aún hoy existen 1.600 millones de personas en el mundo que no tienen acceso a la electricidad y 2.500 millones que recurren a la leña, el carbón, los residuos agrícolas (biomasa), entre otros, para satisfacer sus necesidades diarias de energía. [25]

1.1.2 La matriz energética argentina

La matriz energética Argentina, tiene un alto porcentaje de consumo de combustibles fósiles (principalmente petróleo y gas), alcanzando estos el 84% [29]. Estos recursos no renovables están en decaimiento. El petróleo alcanzó su pico en el año 2001, mientras que el gas lo hizo en el año 2006. Los nuevos descubrimientos de petróleo y gas no convencional en Vaca Muerta y *offshore* de la Provincia de Buenos Aires abren una puerta a un nuevo panorama energético de abastecimiento, ya que las reservas calculadas en petróleo no convencional ubican a Argentina en el cuarto lugar, y las reservas de gas no convencional, la ubican en el segundo lugar, después de China. Sin embargo, la extracción de este combustible no solo es cara y lleva algunos años lograr un régimen de producción, sino que genera contaminación ambiental, no solo por la combustión de los productos derivados del petróleo, sino por los métodos de extracción, principalmente el *fracking* o fractura hidráulica, que hoy en día son tan controversiales.

Existen 19 cuencas sedimentarias, de las cuales solo cinco son productivas: Noroeste, Cuyana, Neuquina, Golfo San Jorge y Austral o Magallanes. Lamentablemente, tras varios años de explotación de los yacimientos de crudo y de gas, a partir de 1998, la producción de petróleo comenzó a caer a una tasa del 2,0% anual y a partir del 2004 comenzó a decaer la de gas a una tasa del 2,1% anual.

Por otra parte, no se trata solo del hecho de contar o no con estos recursos, sino también, del impacto que estos combustibles generan al medio ambiente. El consumo de estos combustibles de origen fósil tiene un efecto negativo para el medio ambiente, dado que su combustión genera dióxido de carbono que es el principal constituyente de lo que se conoce como gases de efecto invernadero, principales responsables del calentamiento global. Las actividades más importantes que generan este tipo de combustión son las industriales, domésticas, comerciales y agropecuarias. Las consecuencias de esto son, por

ejemplo, el aumento de las temperaturas, que han venido manifestándose en los últimos años, a lo que debe agregarse ciclones, tornados y otros fenómenos climáticos de gran intensidad con efectos devastadores.

En Argentina existen condiciones favorables para la obtención de energía limpia. Un alto grado de insolación en el norte del territorio nacional permite producir energía solar. Las áreas costeras y prácticamente toda la Patagonia tienen vientos que pueden aprovecharse para generar energía eólica. También el largo de la costa, donde se genera la posibilidad de obtener energía mareomotriz, los ríos que permiten generar energía hidráulica, y también está la biomasa que genera la actividad del agro, que tiene un enorme potencial para la producción de biocombustibles líquidos como biodiesel y el etanol, y gaseosos como el biogás. También, hay posibilidades del desarrollo de energía geotérmica.

MATRIZ ENERGÉTICA 2022 - Argentina

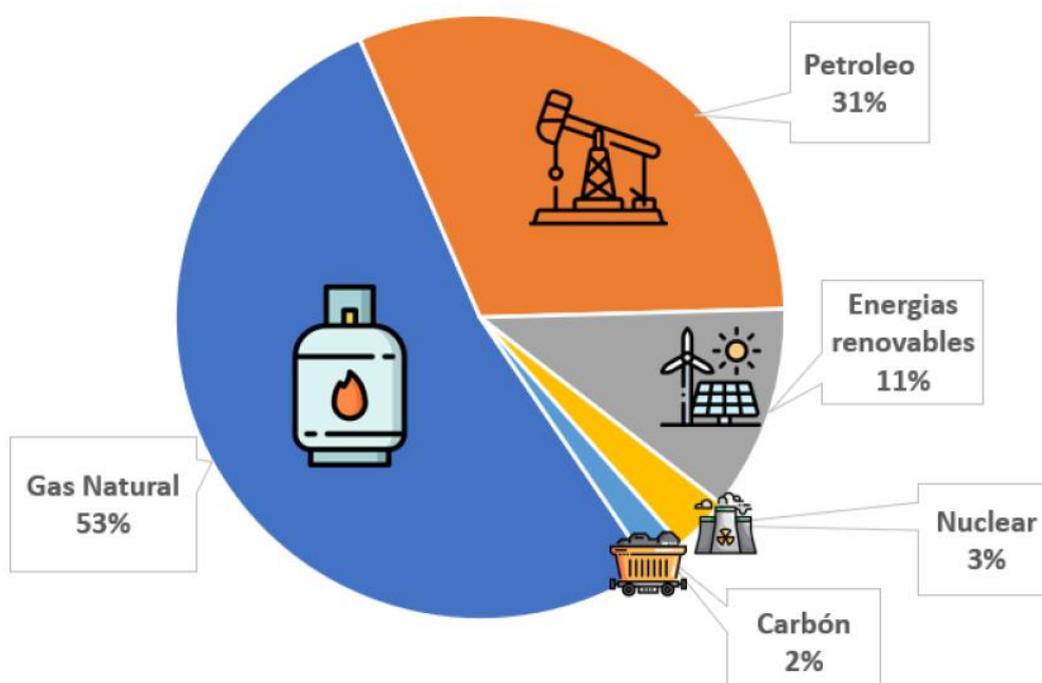


Figura 2 – Matriz energética Argentina

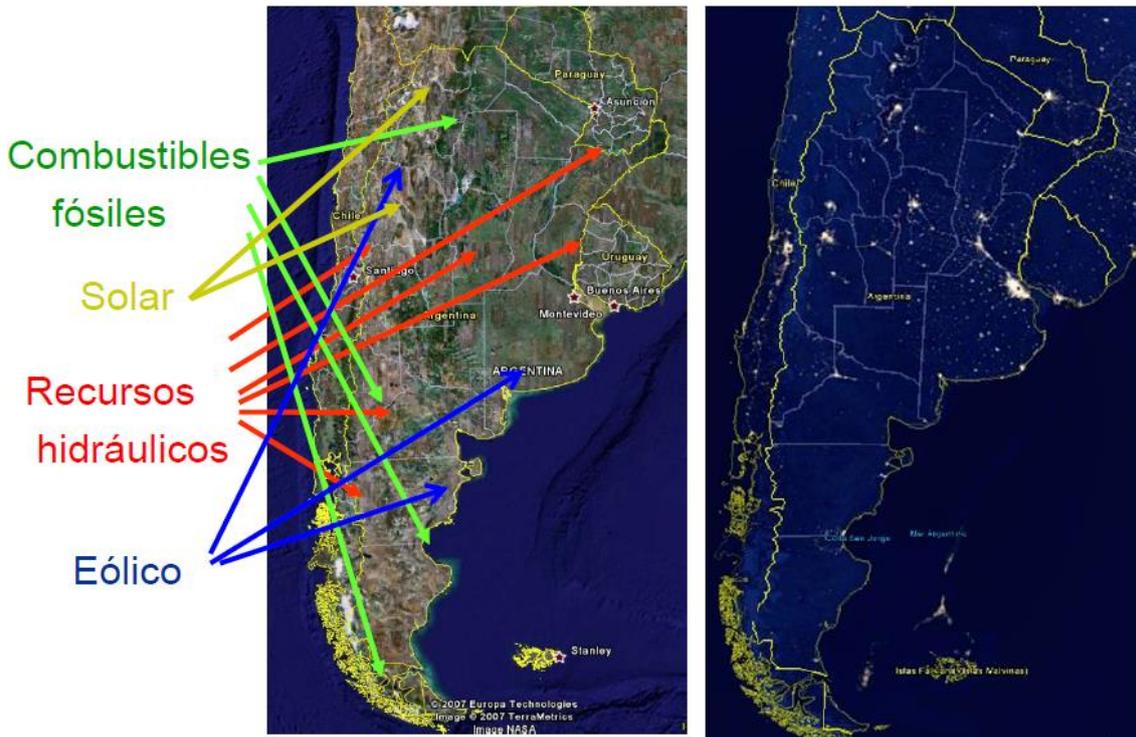


Figura 3 - Recursos energéticos sectorizados

RECURSOS

OFERTA GENERACIÓN

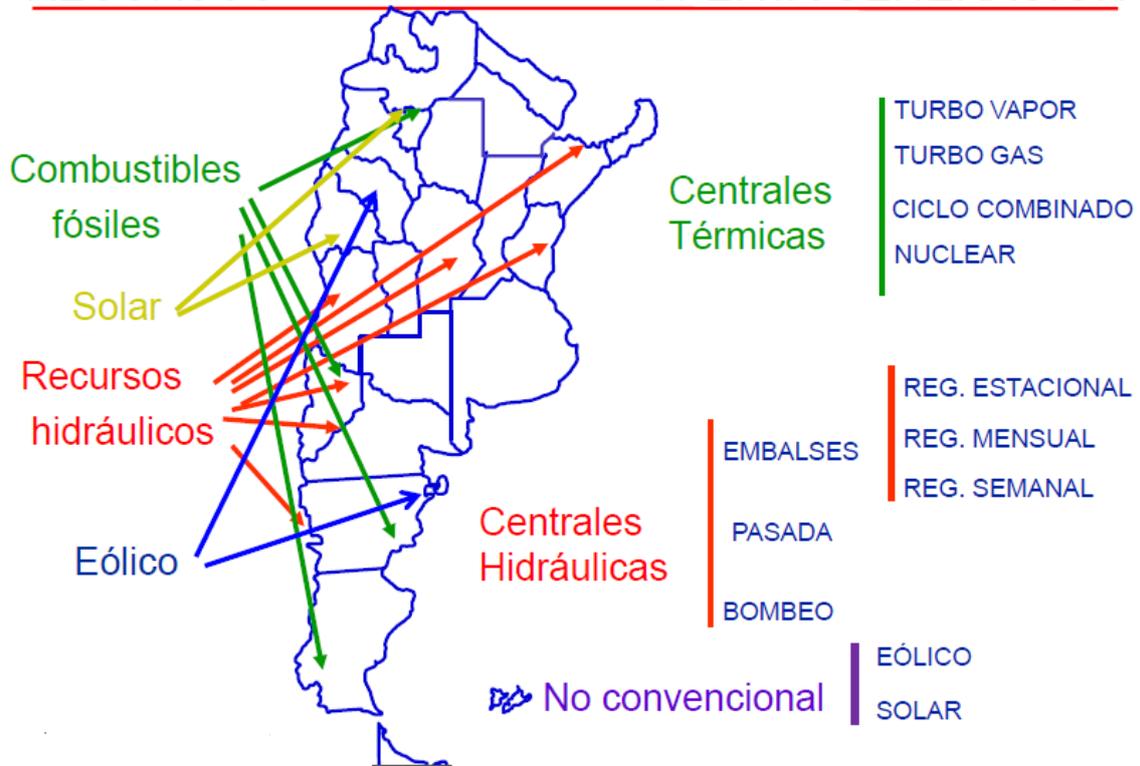


Figura 4 - Recursos energéticos sectorizados: Oferta de generación

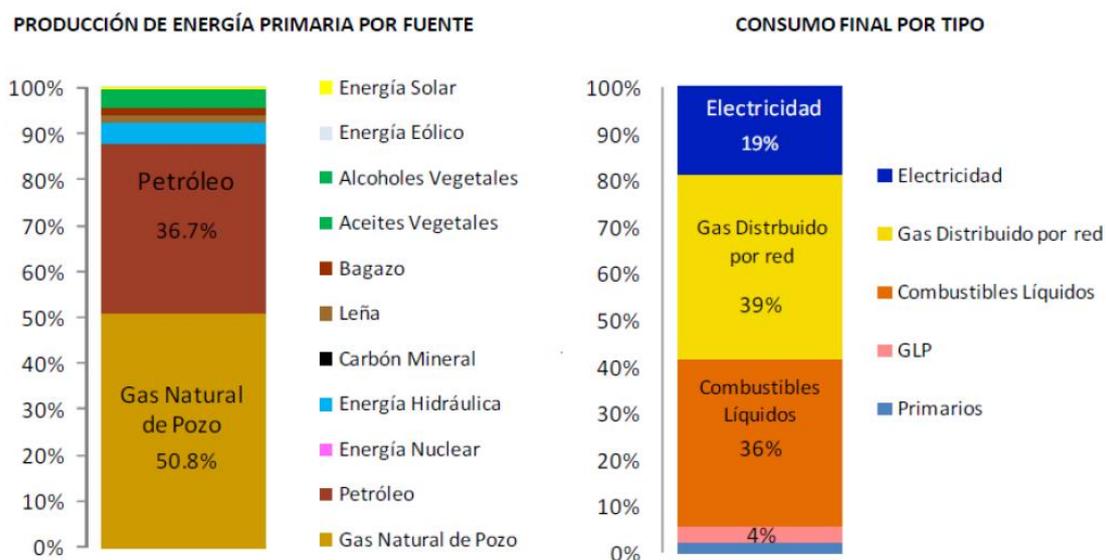


Figura 5 – Producción de energía primaria por fuente y consumo final por tipo

1.2. Demanda energética en zonas rurales

La matriz energética de Argentina es un elemento trascendental para el desarrollo del país. Sin embargo, a pesar de los avances significativos, aún existen desafíos considerables en términos de electrificación, especialmente en las zonas rurales.

A pesar de los esfuerzos para expandir la red eléctrica, muchas zonas rurales de Argentina aún carecen de acceso a la electricidad. Esto se debe a varios factores, incluyendo la vastedad del territorio argentino, la dispersión de la población rural, y las desigualdades socioeconómicas entre las poblaciones rurales y urbanas. Además, la lejanía y poca accesibilidad de las localidades rurales, junto con el consumo unitario reducido y el bajo poder adquisitivo de los habitantes, contribuyen a esta brecha en la cobertura de electrificación rural.

La electrificación rural es vital para cerrar la brecha entre las zonas urbanas y rurales, permitiendo el progreso y la conectividad. Proporciona acceso a comodidades modernas, mejora las condiciones de vida, fomenta el desarrollo económico, y permite mejores oportunidades educativas y de atención médica. Además, la electricidad mejora el empoderamiento social al permitir que las comunidades rurales se conecten con el mundo, accedan a información y participen en actividades sociales y económicas

La electrificación rural en Argentina es un tema de gran importancia y ha sido objeto de diversas iniciativas y programas.

La ampliación de la red de electrificación rural es una inversión estratégica para el desarrollo rural. A través del PROSAP (Programa de Servicios Agrícolas Provinciales), el estado impulsa la puesta en marcha de proyectos que permitan incrementar la cantidad y la calidad de servicios en zonas rurales para expandir y diversificar la producción.

Entre las principales obras se encuentran el tendido de redes y la instalación de estaciones transformadoras. Estos proyectos apuntan también a mejorar la calidad de vida de pequeños productores, fortaleciendo el arraigo incluso de poblaciones rurales mediante el acceso a este insumo fundamental.

La electrificación rural reduce la distancia económica que separa al ámbito rural de las fuentes dinámicas de demanda de bienes y servicios. Además de redundar en mejores condiciones de vida, permite aprovechar oportunidades económicas, facilita el uso planificado de los recursos y genera empleo y arraigo.

En particular, la región noroeste del país es la más afectada por la falta de electrificación en comunidades rurales pequeñas y aisladas [30].

La región noroeste de Argentina posee un elevado porcentaje de electrificación (95%), pero una proporción importante de su población rural (30%) carece de servicio eléctrico. La Figura 6 muestra dos escuelas nortenas electrificadas, ya que fueron y son, focos de atención de todos los programas. Paralelamente estas regiones se caracterizan por la escasez de leña u otros productos de tipo biomasa, debido a la falta de agua y a un grado de aislamiento que dificulta extremadamente el transporte de combustibles.



Figura 6 - Escuelas rurales con módulos fotovoltaicos

Por otro lado, los niveles de radiación solar son muy altos, permitiendo el uso de la energía solar en forma efectiva. En la actualidad el agua caliente para uso sanitario casi no existe, y la alimentación está restringida a productos de cocción más factible utilizándose arbustos de lento crecimiento (tolas) cuyo reemplazo natural es dificultoso, por lo que se va produciendo un grave problema de desertificación en las zonas aledañas a las poblaciones. Además, la obtención del escaso recurso tipo biomasa exige un consumo elevado de tiempo y esfuerzo para los habitantes, que deben recorrer largas extensiones para satisfacer las necesidades diarias. Las condiciones ambientales son duras, de amplitud térmica

extrema y en especial se registran vientos de cierta consideración, por lo que los equipos deben adaptarse a esta situación. En términos generales puede decirse que la pobreza está acompañada además por la desnutrición de niños, pero además la evaluación e interpretación apropiadas del estado físico tienen poco valor si no se adoptan las medidas adecuadas para mejorar su salud y el estado nutricional del niño en particular, o de la población en general, por lo tanto, se usan los índices antropométricos como principal criterio para determinar la adecuación de la dieta y el crecimiento en la infancia. A menudo se concibe la malnutrición como parte de un ciclo vicioso que incluye también la pobreza y la enfermedad; estos componentes están relacionados entre sí y cada uno de ellos contribuye a la presencia y persistencia de los otros. Por consiguiente, las deficiencias antropométricas pueden actuar por conducto de los otros dos componentes del ciclo y llevar a una mayor malnutrición. Las modificaciones socioeconómicas y políticas que mejoran las condiciones sanitarias y de nutrición pueden romper el ciclo, del mismo modo que las intervenciones específicas en las áreas de la nutrición, la salud y la alimentación. Entre los principales factores determinantes de la malnutrición, o los acontecimientos que conducen a ella, algunos son más distantes y otros más inmediatos. Los más inmediatos son la ingesta alimentaria inadecuada y las enfermedades. La [Figura 7](#) muestra la distribución por regiones de viviendas sin energía. Lo más distantes son de carácter socioeconómico y no influyen directamente en el estado antropométrico, pero lo hacen por conducto de factores determinantes. [30]

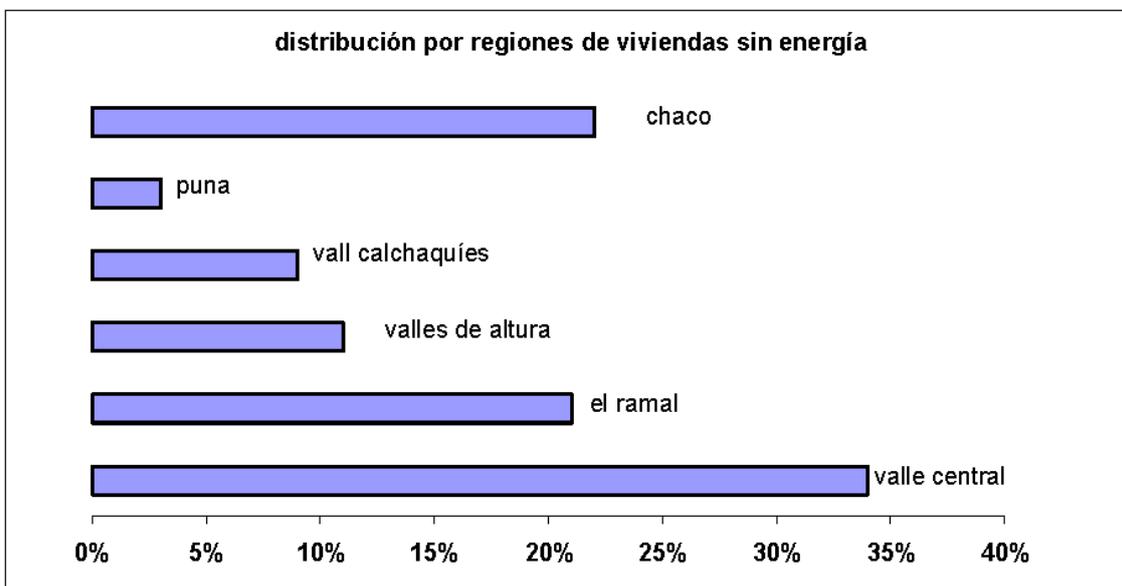


Figura 7 - Distribución por regiones de viviendas sin energía en la provincia de Salta

Hay pruebas fehacientes de que la deficiencia del crecimiento o el tamaño más pequeño se asocian con un deterioro del desarrollo, y varios estudios han demostrado también que existe una relación entre el estado de crecimiento y el rendimiento escolar o la inteligencia. No obstante, no se puede considerar que sea una simple relación causal debido a los complejos factores ambientales o socioeconómicos que afectan tanto al crecimiento como al desarrollo. Esto también trae consecuencias en la edad adulta, ya que la detención del crecimiento en la infancia lleva a una considerable reducción del tamaño del adulto. Y una de

las principales consecuencias de esto es la reducción de la capacidad de trabajo, que a su vez repercute en la productividad económica en el ámbito nacional, de allí el rol protagónico que juegan las escuelas, donde los niños perciben la mayoría de la alimentación diaria. Es en ese sentido que la problemática de las zonas rurales debe ser atacado desde todos los ámbitos posibles, y no solo pensando en “electrificación rural”.

Puede decirse que en general, los proyectos de electrificación con renovables en zonas rurales financiados por el Gobierno, tienen como objetivo principal solamente el abastecimiento de electricidad a un número importante (casi 1,5 millones al inicio del programa) de personas que viven en hogares rurales, unos 300.000 al inicio del programa ([Figura 7](#), el porcentaje se refiere al número total de viviendas) y a los aproximadamente 6.000 servicios públicos como escuelas (menos de 600 en la provincia de Salta al inicio del programa), salas de emergencia médica, destacamentos policiales, etc.; que se encuentran fuera del alcance de los centros de distribución de energía. La [Figura 8](#) muestra los niveles de potencia instalados, su distribución porcentual. [[30](#)]

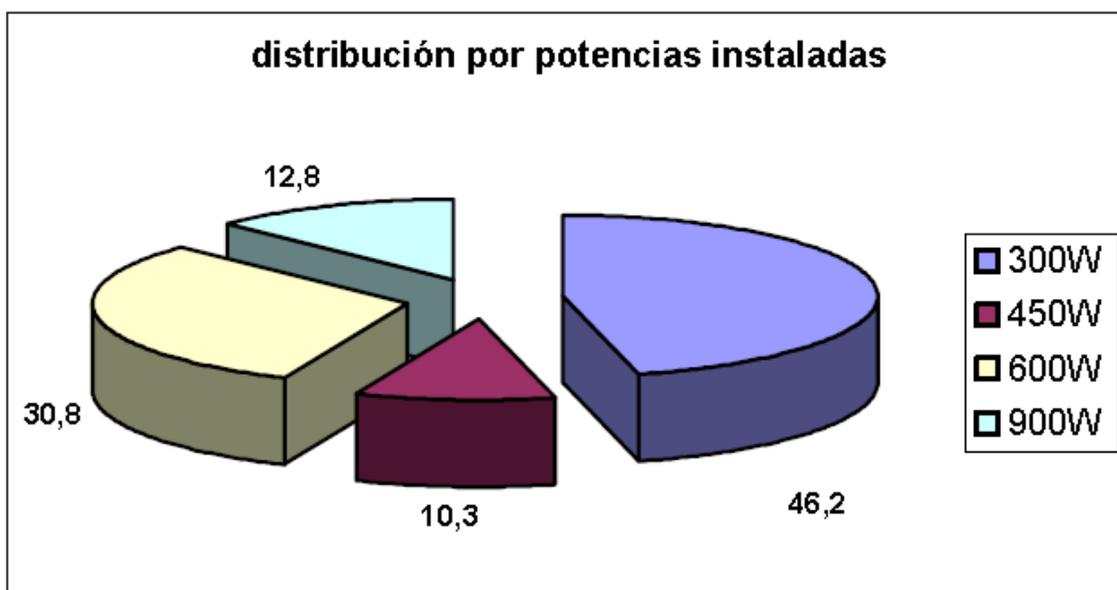


Figura 8 - Niveles de potencias instaladas en escuelas (porcentual)

Otros objetivos superiores son la mejora, electricidad mediante, de la calidad de vida del poblador rural en forma sustentable, en la búsqueda del afincamiento del poblador rural disperso, mejorando alguna de sus condiciones de vida con el manejo sustentable de los recursos energéticos y también incorporando la costumbre de adoptar energías renovables porque, además, y muy probablemente, sea la única alternativa para ellos. La [Figura 9](#) muestra viviendas rurales en regiones marginadas.



Figura 9 - Viviendas humildes electrificadas

Estos proyectos prevén resolver prioritariamente el abastecimiento eléctrico al habitante rural de las provincias que ya tienen su Ley Marco Regulatorio, aunque poco o casi nada se dice, en materia de energía sobre otras necesidades básicas como la cocción de los alimentos o el agua caliente para uso sanitario, pese a que existe consenso que debiera tenerse en cuenta, además, otras demandas previas insatisfechas como caminos, servicios de salud y educación, estructuras edilicias, etc. El Proyecto PERMER tiene previsto el desarrollo de algunas actividades según sea necesario como: asistir técnica y económicamente a las provincias para llevar adelante, dentro del sistema de concesiones, la provisión de servicios eléctricos en las áreas rurales dispersas en forma sustentable, fortalecer las capacidades de los Entes Reguladores Provinciales (EPREs) en materia de generación y utilización de energías renovables, determinar la factibilidad técnica – económica de la electrificación rural con la utilización de fuentes de generación alternativas, provincias sin Ley Marco Regulatorio. También asistir técnica y económicamente a las provincias para llevar adelante la electrificación de los servicios públicos ubicados en las áreas rurales dispersas en forma sustentable, la selección de un concesionario del sistema disperso y en la creación de condiciones de sustentabilidad del servicio eléctrico, como así también las políticas y reformas institucionales impulsadas por el Proyecto. [U]

Sin embargo, existen otros impactos positivos que se enfatizan hoy a partir de problemas que corresponden ya a la esfera de nuestra vida cotidiana y en un espacio al menos próximo. La dura realidad de la pobreza latinoamericana y la calidad de vida de nuestros países visualiza en el uso de otro tipo de dispositivos, la posibilidad de acceder a una fuente de energía gratuita con la contribución directa y concreta a la economía familiar y del país. Se mejora la higiene personal, calidad del agua, de la leche, de los alimentos cárnicos en general. El uso de estos dispositivos contribuye también a la promoción de la conciencia ambiental.

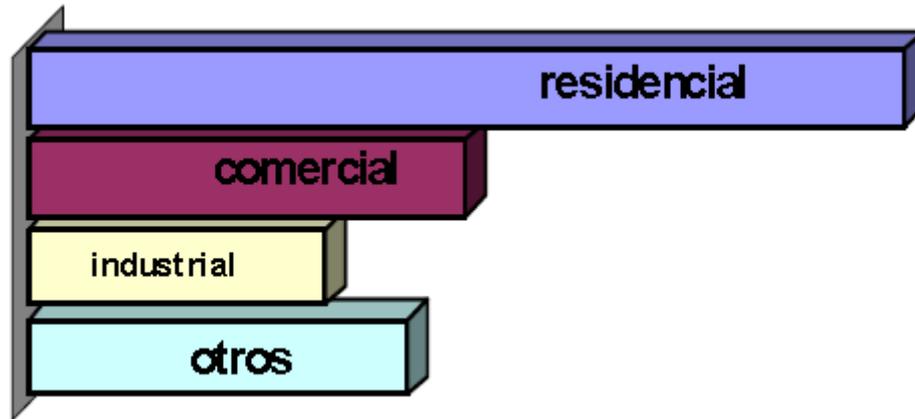


Figura 10 - El consumo eléctrico residencial es el predominante en Salta

Un aspecto que probablemente tiene influencia en el consumo per cápita de leña en los países latinoamericanos, es la pobreza. En nuestra sociedad, la leña es el combustible de la gente marginada que no tiene acceso, física o económicamente, a otras formas de energía. Para el caso de nuestra región la pobreza está localizada en el área rural, y en los cordones periféricos, donde la leña, por su disponibilidad es un combustible natural. Aunque débiles, las tendencias presentadas por pobreza y extrema pobreza con relación al consumo de leña per cápita, parecen confirmar que éste es el caso en Sudamérica. A mayor pobreza y marginación social, mayor es el consumo de leña per cápita. En otras regiones como las zonas andinas y pre andinas, si bien son en general muy soleadas, tienen asociadas un bajo nivel de lluvias. La producción de biomasa es escasa por lo que son particularmente sensibles a la desertificación por consumo de leña.

Como se observa en la [Figura 10](#), y al igual que en otras provincias, el consumo eléctrico residencial en Salta es el mayoritario, siendo el industrial de mucha menor cuantía, existiendo además unos 225.000 medidores. El valor medio de consumo se encuentra algunos puntos por debajo de la media nacional. La tarifa típica es de alrededor de 0,11 US\$/kWh al año 2023; más un cierto cargo fijo por mes, que puede ser de unos 4,5 US\$/mes. De la observación de la [Figura 11](#) se desprende que no es factible realizar comparaciones, dado que por ejemplo un habitante rural “aislado” (digamos el 50% de ellos), invierte en luz algo menos que el cargo fijo por mes. Si la comparación se realiza con una escuela típica, digamos de 300 Wp instalados (casi el 50%) con unas 3,5 HP, los números hablan por sí mismos. La electricidad instalada es en estos casos sólo un ligero paliativo y debe hablarse por ahora de pre-electrificación.

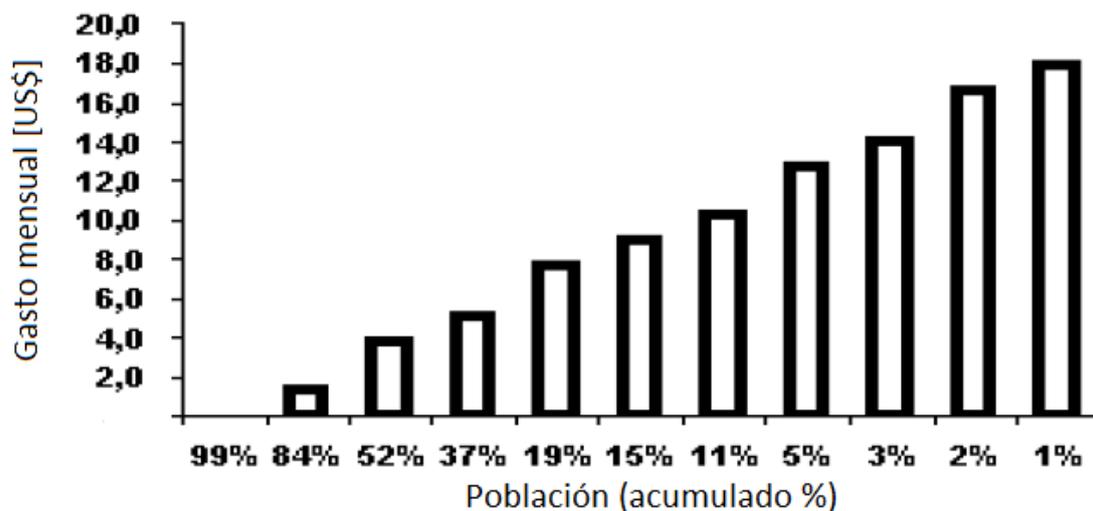


Figura 11 - Inversiones en energía de la población

Es natural pensar que proyectos como el PERMER debieran ser de alto contenido social, con el objetivo de propender el mejoramiento de la calidad de vida de las comunidades rurales dispersas, contribuyendo al alivio a la pobreza en las mismas, en un amplio sentido de las palabras. Si bien en ese sentido, la implementación de minicentrales eléctricas con energías renovables o centrales híbridas operadas por medios diesel/eólico o diesel/solar o solar/eólico en pequeñas comunidades, así como la instalación de sistemas fotovoltaicos o eólicos individuales, solo brindarán al poblador rural un servicio eléctrico reducido, o eventualmente con una inversión mayor, la posibilidad de desarrollar pequeños emprendimientos productivos. Por otra parte la instalación de sistemas fotovoltaicos en escuelas rurales que no cuentan actualmente con electricidad, como resultado de un trabajo conjunto entre la Subsecretaría de Energía del Ministerio de Planificación Federal, Inversión Pública y Servicios y la Subsecretaría de Educación Básica del Ministerio de Educación, permitió detectar alrededor de 1.800 escuelas en esta situación en distintas provincias, en una pequeña escala contribuirá al mejoramiento de la educación al brindar la posibilidad de que las mismas cuenten con un servicio básico de iluminación y comunicación. El proyecto cuenta con financiación del Banco Mundial (U\$S 30 millones), una donación del Fondo para el Medio Ambiente Mundial (U\$S 10 millones), Fondos Eléctricos u otros fondos Provinciales; aportes de los Concesionarios provinciales y de beneficiarios. Su ejecución está a cargo de una Unidad de Coordinación de Proyecto (UCP) y coordinadores provinciales, subsidiándose la instalación de los equipos, como una forma de incentivar a los usuarios y hacer posible la inversión privada, al absorber los mayores costos de la inversión inicial. Actualmente, el Proyecto está ejecutándose en las provincias de Jujuy, Salta, Tucumán, Santiago del Estero, Chaco, Chubut, Catamarca, Misiones, Río Negro, Neuquén y San Juan a las que le seguirán aquellas provincias que firmaron acuerdos para implementarlo (Córdoba, Mendoza, San Luis, Santa Fe y Tierra del Fuego). Ahora bien, frente al abanico de posibilidades que brinda la energía solar, la pregunta que cabe hacerse es: ¿solo hasta aquí se puede llegar con el servicio?

Como se dijo, el Gobierno Nacional y las Provincias han puesto en marcha desde hace varios años un plan de instalación de sistemas fotovoltaicos, que ha logrado una cierta penetración en las zonas rurales. No obstante, esto solo constituye una actividad limitada ya que no ha tenido en cuenta el uso de energías térmicas, que satisfacen en forma más completa las múltiples necesidades locales, y algunas falencias que los han llevado en ciertos casos a malas condiciones de vida. En ciertas regiones de nuestro país, se vienen implementando proyectos a escala limitada, generalmente unos pocos beneficiarios y su inserción es reducida debido a los altos costos de inversión, falta de una formación adecuada del usuario y la ausencia de consideración de aspectos tales como el mantenimiento de los sistemas.

En la [Tabla 1](#) se plantea un análisis FODA de un paquete energético típico donde se incluyen tanto productos o servicios del tipo térmico, como del tipo eléctrico, en particular el uso de motores Stirling para la generación distribuida o descentralizada. Si bien hay algunas debilidades que lucen como insalvables, proyectos innovadores desde el punto de vista técnico podrían revertir esta situación.

FORTALEZAS	OPORTUNIDADES
Tecnologías seguras y confiables. Producción nacional de la mayoría de los productos. Bajo mantenimiento. Fácil operación. Existen experiencias exitosas. Bajo impacto ambiental.	Existencia de población rural dispersa en una proporción manejable. Posibilidad de generar mecanismos financieros en base a la disminución del CO ₂ . Mayor difusión. Discurso empresarial con fuerte énfasis en la protección y cuidado del medio ambiente. Discurso ambiental convincente.
DEBILIDADES	AMENAZAS
Alto costo de inversión. No se realiza un seguimiento de los sistemas instalados. Poca capacitación del usuario final. Técnicos rurales inexistentes. Desconexión entre la oferta y la demanda (perfil usuario, financiamiento). Estándares incipientes de calidad. Poco compromiso estatal. Muy baja capacidad económica de los usuarios finales.	Subsidios encubiertos o no a los combustibles convencionales. Dejar la difusión a las fuerzas del mercado y que se autoequilibre el sistema. Dejar que sea solo una responsabilidad del Estado. No existen controles de calidad normados para algunos productos eléctricos, mucho menos para los térmicos. Tarifas excesivas.

Tabla 1 - Fortalezas, debilidades, amenazas y oportunidades de la transferencia de tecnología

1.3. Modelado del escenario

La simulación se hará suponiendo una población rural aislada en los Andes jujeños, dado que es una de las zonas con mayor irradiación solar del país [39]. Luego se comparará con otras zonas del país que según [A] tienen cantidades importantes de poblaciones fuera del *grid* eléctrico, pero será solo a fines

comparativos y este trabajo se centrará en el escenario mencionado anteriormente. A fines de modelizar, se tomará un día de verano y un día de invierno, y para cada día se supondrán dos casos: uno de baja demanda y otro de alta demanda

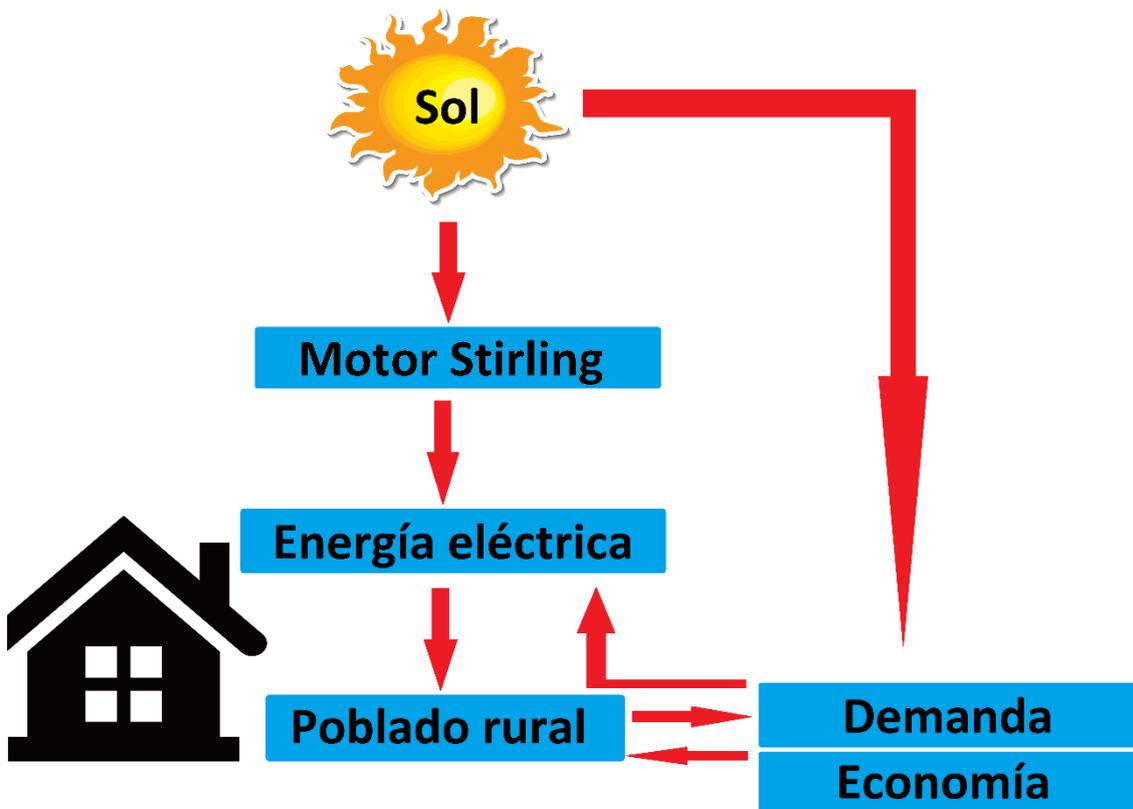


Figura 12 – Modelado del escenario de generación y consumo propuesto

El sol afecta cuánta electricidad puede producirse y también cuánta electricidad se necesita. La demanda decide cuánta electricidad debe ser producida. La economía afecta a las personas en el pueblo en términos de mejores condiciones de vida, lo que a su vez afecta la demanda de electricidad.

La demanda del pueblo se aproximará con dos casos, uno para alta demanda y otro para baja demanda. Esto significa que, en el modelo, se asume que la demanda es uniforme durante todo el año. También se supone que la demanda es independiente de la estación.

El modelo solo contará con los datos de un motor Stirling y una batería. Se supondrá que la eficiencia del motor Stirling es constante, independiente de la irradiación solar. Las pérdidas de eficiencia solo se considerarán para el motor Stirling, el alternador y la batería. Se desestiman las pérdidas de cable, etc.

En caso de que la capacidad de producción supere la demanda, se podrían implementar baterías o almacenamiento térmico para almacenar electricidad. Este proyecto examinará cómo almacenar electricidad; sin embargo, no será el enfoque principal. Por lo tanto, se utilizarán baterías para almacenar la energía, problema que se abordará más adelante.

1.3.1 Demanda de energía en zonas rurales

Para establecer la demanda energética es necesario establecer un modelo de comunidad rural aislada. A los efectos de este trabajo se utilizará un modelo de 10 casas, una escuela y una salita de primeros auxilios, que es una media aproximada de los poblados sin acceso a la energía eléctrica en Argentina [A].

Se asume que todos los hogares tienen la misma demanda de energía. Es posible que algunos establezcan algún tipo de negocio con el acceso a la electricidad, por ejemplo, una pequeña tienda, lo que llevaría a un aumento de la demanda de energía eléctrica en ese hogar. Sin embargo, esto no se considera relevante para el trabajo y, por lo tanto, no se incluye.

Ahora debe determinarse la potencia de los aparatos alimentados con energía eléctrica y ponderar el uso diario de cada aparato, dado que el consumo de ellos no es durante las 24 hs, y es el que se utilizará para dimensionar el motor y el disco parabólico.

La heladera, por ejemplo, tiene una demanda de energía de 150 W cuando está encendida; esta normalmente está encendida durante 3.500 horas/año [T]. Esto significa que, en promedio, está encendida durante 9,6 h/día, lo que da, para fines de cálculo, una demanda de electricidad de $\frac{9,6}{24} \cdot 150 = 60 W$ se asume para las 24 horas del día.

En las Tablas 2, 3 y 4 se determinan los consumos diarios solicitados por los distintos aparatos eléctricos:

Equipo/Sistema [A]	Cantidad	Potencia [W]	Variable	Horarios de uso
Iluminación led	4	60	$P_{ilum.}$	05:00-07:00 19:00-23:00
Equipo de sonido	1	30	P_{sonido}	18:00-21:00
Televisores	2	240	P_{TV}	07:00-12:00 14:00-22:00
Computadoras	2	200	$P_{Comp.}$	14:00-20:00
Aire acondicionado	1	1.400	$P_{A/C}$	14:00-22:00
Heladera	1	200	$P_{Helad.}$	00:00-24:00
Cocina eléctrica	1	2.000	P_{Cocina}	10:00-12:00 20:00-21:00
Carga celulares/notebooks	4	20	P_{Carga}	20:00-22:00

Tabla 2 – Consumos por hogar

Equipo/Sistema	Cantidad	Potencia [W]	Variable	Horarios de uso
Iluminación led	6	105	$P_{ilum.}$	08:00-12:00
Equipo de sonido	1	30	P_{sonido}	10:00-11:00
Televisores	1	120	P_{TV}	11:00-12:00
Computadoras	6	200	$P_{Comp.}$	08:00-10:00
Aire acondicionado	1	1.400	$P_{A/C}$	10:00-12:00
Heladera	1	200	$P_{Helad.}$	00:00-24:00
Cocina eléctrica	1	2.000	P_{Cocina}	10:00-12:00
Carga celulares/notebooks	8	20	P_{Carga}	10:00-12:00
Proyector	1	200	$P_{Proy.}$	11:00-12:00

Tabla 3 – Consumo escuela

Equipo/Sistema	Cantidad	Potencia [W]	Variable	Horarios de uso
Iluminación led	6	105	$P_{ilum.}$	08:00-17:00
Computadoras	6	200	$P_{Comp.}$	08:00-17:00
Aire acondicionado	1	1.400	$P_{A/C}$	10:00-17:00
Heladera	1	200	$P_{Helad.}$	00:00-24:00
Carga celulares/notebooks	8	20	P_{Carga}	10:00-12:00

Tabla 4 - Consumo salita de primeros auxilios

Para calcular la demanda energética horaria por edificio puede utilizarse la Ecuación (1):

$$P_{n,t} = \sum_{Equipo} P_{equipo} \cdot S_t; t = 1, 2, \dots, 24 \quad (1)$$

Donde $P_{n,t}$ es la demanda total de energía para el edificio n durante la hora t. $P_{eq.}$ es la demanda de electricidad para cualquier dispositivo dado según las Tablas 2 a 4 y s_t es una variable binaria que indica si el electrodoméstico está en uso o no. Para calcular la demanda diaria de energía, las demandas de energía por hora se resumen según la Ecuación (2).

$$P_{n,total} = \sum_{t=1}^{t=24} P_{n,t} \quad (2)$$

La demanda del pueblo es la suma de todas las demandas de los edificios, como se muestra en la Ecuación (3), donde m_{casa} es la cantidad de casas en el pueblo.

$$P_{poblado} = P_{Casa,t} \cdot m_{casa} + P_{Escuela,t} + P_{Salita,t}; t = 1, 2, \dots, 24 \quad (3)$$

Realizando los cálculos, se llega a una potencia de 11.200 W para las 10 casas, 500 W para la escuela y 300 W para la salita por día.

Para los cálculos se supuso un uso idéntico diario de la energía eléctrica, es decir, todos los días se consume lo mismo.

El total, entonces, para alimentar el pueblo es de 12.000 W/día, por lo que la generación del motor Stirling debe ser, por lo menos, de 12 kW.

2. FUNDAMENTOS DE LA RADIACIÓN SOLAR

All energy is ultimately derived for the Sun, and harvesting it directly through solar power seems to be the best way to transition to renewable energy⁴.

Peter Rive

2.1 Generalidades

El sol es una esfera de materia gaseosa extremadamente caliente con un diámetro de $1,39 \cdot 10^9$ m y está, en promedio, a $1,5 \cdot 10^{11}$ m de la tierra. Visto desde la tierra, el sol gira sobre su eje aproximadamente una vez cada 4 semanas. Sin embargo, no gira como un cuerpo sólido; el ecuador tarda unos 27 días y las regiones polares tardan unos 30 días en cada rotación.

El sol tiene una temperatura efectiva de cuerpo negro de 5.777 K⁵. Se estima que la temperatura en las regiones interiores centrales varía entre $8 \cdot 10^6$ y $40 \cdot 10^6$ K y se estima que la densidad es aproximadamente 100 veces la del agua. El sol es, en efecto, un reactor de fusión continua con sus gases constituyentes como el “recipiente de contención” retenido por las fuerzas gravitacionales. Se han sugerido varias reacciones de fusión para suministrar la energía radiada por el sol. La que se considera más importante es un proceso en el que el hidrógeno (es decir, cuatro protones) se combina para formar helio (es decir, un núcleo de helio); la masa del núcleo de helio es menor que la de los cuatro protones, ya que la masa se ha perdido en la reacción y se ha convertido en energía.

La energía producida en el interior de la esfera solar a temperaturas de muchos millones de grados debe ser transferida a la superficie y luego ser irradiada al espacio. Ocurre una sucesión de procesos radiativos y convectivos con sucesivas emisiones, absorciones y reirradiaciones; la radiación en el núcleo del sol está en las partes de rayos X y gamma del espectro, con las longitudes de onda de la radiación aumentando a medida que la temperatura disminuye a distancias radiales más grandes.

Se estima que el 90% de la energía se genera en la región de 0 a $0,23R$ (donde R es el radio del sol), que contiene el 40% de la masa del sol. A una distancia de $0,7R$ desde el centro, la temperatura ha bajado a unos 130.000 K y la densidad ha bajado a 70 kg/m³; aquí los procesos de convección comienzan a ser importantes, y la zona de $0,7$ a $1,0 R$ se conoce como la zona convectiva. Dentro de esta zona, la temperatura baja a unos 5.000 K y la densidad a unos 10^{-5} kg/m³.

La superficie del sol parece estar compuesta de gránulos (células de convección irregulares), con dimensiones de 1.000 a 3.000 km y una vida útil de unos minutos. Otras características de la superficie solar son pequeñas áreas oscuras

⁴“Toda la energía se deriva finalmente del Sol, y cosecharla directamente a través de la energía solar parece ser la mejor manera de hacer la transición a la energía renovable.”

⁵ La temperatura efectiva de cuerpo negro de 5.777 K es la temperatura de un cuerpo negro que irradia la misma cantidad de energía que el sol. Se pueden definir otras temperaturas efectivas, por ejemplo, la que corresponde a la temperatura de cuerpo negro que da la misma longitud de onda de radiación máxima que la radiación solar (alrededor de 6.300 K).

llamadas poros, que son del mismo orden de magnitud que las células convectivas, y áreas oscuras más grandes llamadas manchas solares, que varían en tamaño. La capa exterior de la zona convectiva se llama fotosfera. El borde de la fotosfera está claramente definido, a pesar de que tiene una baja densidad (alrededor de 10^{-4} veces la del aire al nivel del mar). Es esencialmente opaca, ya que los gases de los que está compuesta están fuertemente ionizados y pueden absorber y emitir un espectro continuo de radiación. La fotosfera es la fuente de la mayoría de la radiación solar.

Fuera de la fotosfera hay una atmósfera solar más o menos transparente, observable durante un eclipse solar total o por instrumentos que ocultan el disco solar. Por encima de la fotosfera hay una capa de gases más fríos de varios cientos de kilómetros de profundidad llamada capa de inversión. Fuera de eso, hay una capa a la que se hace referencia como la cromosfera, con una profundidad de unos 10.000 km. Esta es una capa gaseosa con temperaturas algo más altas que las de la fotosfera, pero con menor densidad. Aún más lejos está la corona, una región de muy baja densidad y de temperatura muy alta ($10^6 K$).

Esta imagen simplificada del sol, su estructura física, y sus gradientes de temperatura y densidad sirven como base para apreciar que el sol no funciona, de hecho, como un radiador de cuerpo negro a una temperatura fija. Más bien, la radiación solar emitida es el resultado compuesto de las varias capas que emiten y absorben radiación de varias longitudes de onda. [50]

La excentricidad de la órbita de la Tierra es tal que la distancia entre el sol y la Tierra varía en un 1,7%. A una distancia de una unidad astronómica, $1,495 \cdot 10^{11} m$, la distancia media Tierra-sol, el sol subtiende un ángulo de 32 grados. La radiación emitida por el sol y su relación espacial con la Tierra resultan en una intensidad casi fija de radiación solar fuera de la atmósfera terrestre. La constante solar G_{sc} es la energía del sol por unidad de tiempo recibida en una unidad de superficie perpendicular a la dirección de propagación de la radiación a la distancia media Tierra-sol fuera de la atmósfera.

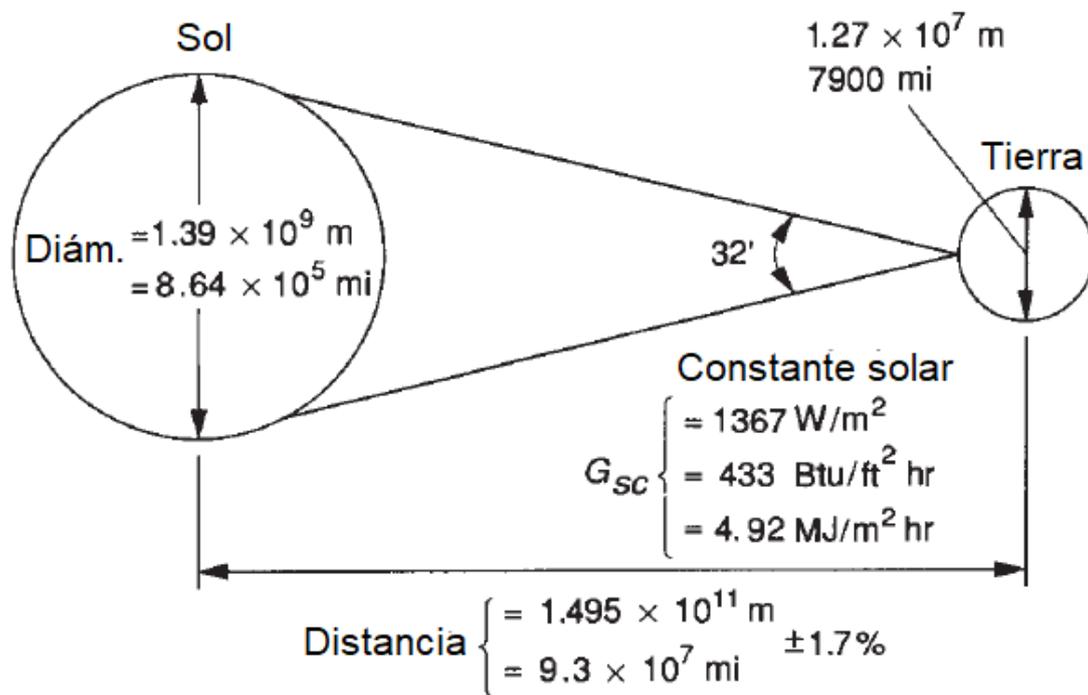


Figura 13 – Características solares

La disponibilidad de aviones de muy alta altitud, globos y naves espaciales ha permitido mediciones directas de la radiación solar fuera de la mayor parte o toda la atmósfera terrestre. Estas mediciones se realizaron con una variedad de instrumentos en nueve programas experimentales separados y resultaron en un valor de la constante solar G_{SC} de 1.367 W/m² con un error estimado de $\pm 1,5\%$, valor que será usado en lo que resta de este trabajo.

Además de la energía total en el espectro solar (es decir, la constante solar), es útil conocer la distribución espectral de la radiación extraterrestre, es decir, la radiación que se recibiría en ausencia de la atmósfera. Se ha compilado una curva estándar de irradiancia espectral basada en mediciones de alta altitud y espaciales. Esta curva, mostrada en la [Figura 14](#), proporciona información valiosa sobre cómo la energía solar se distribuye a través de diferentes longitudes de onda, lo que es crucial para entender diversos fenómenos, desde la fotosíntesis hasta la generación de energía solar.

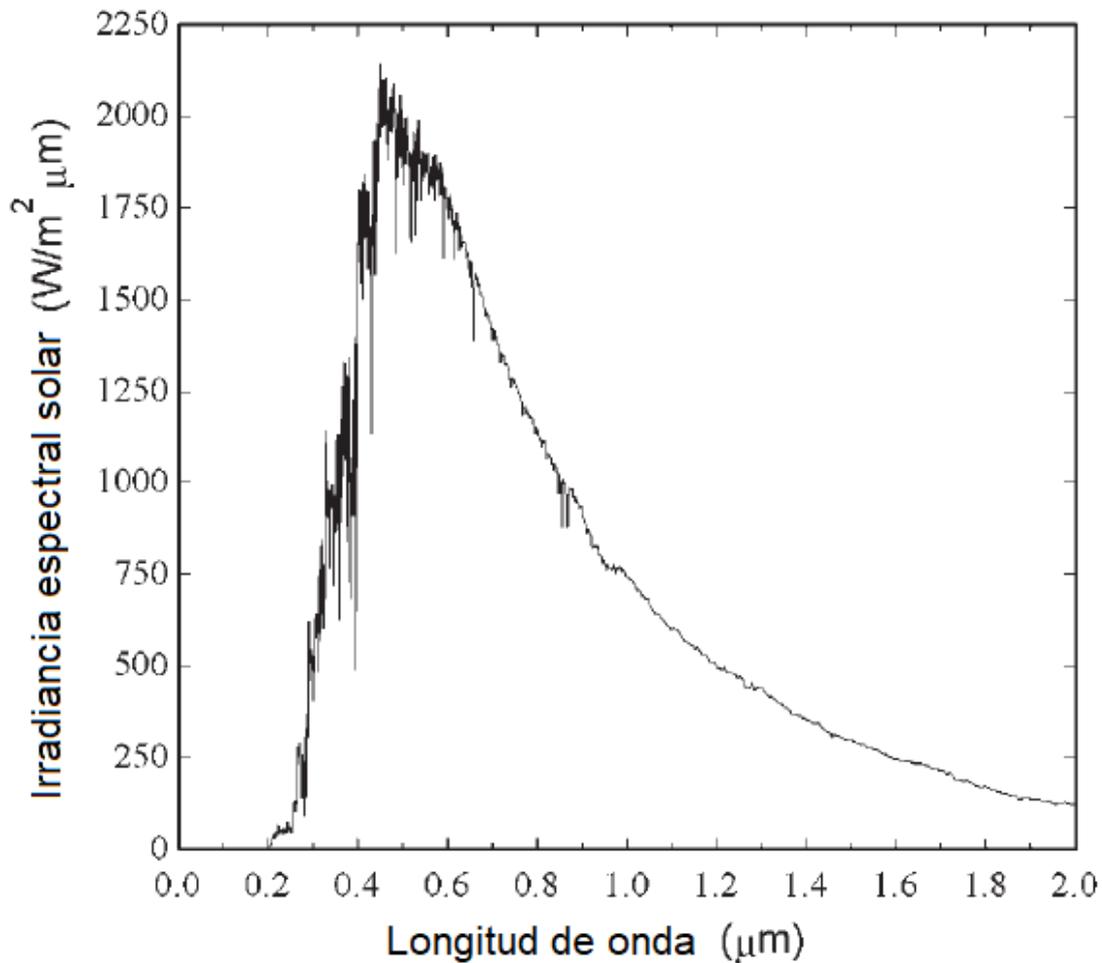


Figura 14 - Curva estándar de irradiancia espectral

2.2 Definiciones:

2.2.1 **Masa de aire (m):** La relación entre la masa de la atmósfera a través de la cual pasa la radiación solar y la masa que atravesaría si el sol estuviera en el cenit (es decir, directamente sobre la cabeza). Así, al nivel del mar, $m = 1$ cuando el sol está en el cenit y $m = 2$ para un ángulo cenital θ_z de 60 grados. Para ángulos cenitales desde 0 grados hasta 70 grados al nivel del mar, m puede aproximarse según:

$$m = \frac{1}{\cos(\theta_z)} \quad (4)$$

Para ángulos cenitales más elevados, el efecto de la curvatura de la Tierra se vuelve significativo y debe tenerse en cuenta; una relación empírica propuesta en [50] para la masa de aire que funciona para ángulos cenitales que se acercan a 90 grados es:

$$m = \frac{e^{-0,0001184h}}{\cos \cos(\theta_z) + 0,5057(96,080 - \theta_z)^{-1,634}} \quad (5)$$

2.2.3 **Radiación directa:** La radiación solar recibida del sol sin haber sido dispersada por la atmósfera. (La radiación directa se denomina a menudo radiación solar

directa para evitar confusiones entre subíndices para radiación directa y difusa; para evitar la confusión, se utiliza el término radiación directa).

2.2.4 Radiación difusa: La radiación solar recibida del sol después de que su dirección ha sido cambiada por la dispersión en la atmósfera.

2.2.5 Radiación solar total: La suma de la radiación solar directa y la radiación solar difusa en una superficie⁶. (Las mediciones más comunes de la radiación solar son la radiación total en una superficie horizontal, a menudo llamada radiación global en la superficie).

2.2.6 Irradiancia, $[W/m^2]$: La tasa a la cual la energía radiante incide sobre una superficie por unidad de área de la superficie. El símbolo G se utiliza para la irradiancia solar, con subíndices apropiados para la radiación directa, difusa o espectral.

2.2.7 Irradiación o Exposición radiante, $[J/m^2]$: La energía incidente por unidad de área en una superficie, encontrada mediante la integración de la irradiancia a lo largo de un tiempo especificado, generalmente una hora o un día. **Insolación** es un término que se aplica específicamente a la irradiación de energía solar. El símbolo H se utiliza para la insolación diaria. El símbolo I se utiliza para la insolación por hora (u otro período si se especifica). Los símbolos H e I pueden representar radiación directa, difusa o total, y pueden estar en superficies de cualquier orientación.

Los subíndices en G , H e I son los siguientes: o se refiere a la radiación por encima de la atmósfera terrestre, conocida como radiación extraterrestre; b y d se refieren a la radiación directa y la radiación difusa; T y n se refieren a la radiación en un plano inclinado y en un plano normal a la dirección de propagación. Si no aparece ni T ni n , la radiación se encuentra en un plano horizontal.

2.2.8 Radiosidad o Radiancia, $[W/m^2]$: La tasa a la cual la energía radiante abandona una superficie por unidad de área mediante la combinación de emisión, reflexión y transmisión.

2.2.9 Potencia emisiva o Radiancia propia, $[W/m^2]$: La tasa a la cual la energía radiante abandona una superficie por unidad de área solo mediante la emisión.

Cualquiera de estos términos de radiación, excepto insolación, puede aplicarse a cualquier rango de longitudes de onda especificado (como el espectro de energía solar) o a radiación monocromática. Insolación se refiere únicamente a la irradiación en el espectro de energía solar.

2.2.10 Tiempo solar: Tiempo basado en el movimiento angular aparente del sol a través del cielo, siendo el mediodía solar el momento en que el sol cruza el meridiano del observador.

⁶ A veces, el término "radiación solar total" se utiliza para indicar cantidades integradas sobre todas las longitudes de onda del espectro solar.

El tiempo solar es el tiempo utilizado en todas las relaciones de ángulo solar; no coincide con el tiempo del reloj local. Es necesario convertir el tiempo estándar al tiempo solar aplicando dos correcciones. En primer lugar, hay una corrección constante por la diferencia en longitud entre el meridiano (longitud) del observador y el meridiano en el que se basa el tiempo estándar local⁷. El sol tarda 4 minutos en recorrer un grado de longitud. La segunda corrección proviene de la ecuación del tiempo, que tiene en cuenta las perturbaciones en la tasa de rotación de la Tierra que afectan el momento en que el sol cruza el meridiano del observador. La diferencia en minutos entre el tiempo solar y el tiempo estándar es:

$$\text{tiempo solar} - \text{tiempo estándar} = 4(L_{ST} - L_{loc}) + E \quad (6)$$

donde L_{ST} es el meridiano estándar para la zona horaria local, L_{loc} es la longitud del lugar en cuestión, y las longitudes están en grados oeste, es decir, $0^\circ < L < 360^\circ$. El parámetro E es la ecuación del tiempo (en minutos), expresada, según [50], por:

$$E = 229,2(0,000075 + 0,001868 \cos B - 0,032077 \sin B - 0,014615 \cos 2B - 0,04089 \sin 2B) \quad (7)$$

Las relaciones geométricas entre un plano de cualquier orientación particular con respecto a la Tierra en cualquier momento (ya sea que el plano esté fijo o en movimiento con respecto a la Tierra) y la radiación solar directa entrante, es decir, la posición del sol con respecto a ese plano, se pueden describir en términos de varios ángulos.

Algunos de los ángulos están indicados en la [Figura 15](#). Los ángulos y un conjunto de convenciones de signos consistentes son los siguientes:

2.2.11 ϕ **Latitud**, la ubicación angular al norte o al sur del ecuador, siendo positiva al norte; $-90^\circ \leq \phi \leq 90^\circ$.

2.2.12 δ **Declinación**, la posición angular del sol al mediodía solar (es decir, cuando el sol está en el meridiano local) con respecto al plano del ecuador, siendo positiva hacia el norte; $-23,45^\circ \leq \delta \leq 23,45^\circ$.

2.2.13 β **Inclinación**, el ángulo entre el plano de la superficie en cuestión y la horizontal; $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$. ($\beta > 90^\circ$ significa que la superficie tiene un componente orientado hacia abajo.)

2.2.14 γ **Ángulo azimutal de la superficie**, la desviación de la proyección en un plano horizontal de la normal a la superficie desde el meridiano local, con cero hacia el sur, hacia el este como negativo y hacia el oeste como positivo.

2.2.15 ω **Ángulo horario**, el desplazamiento angular del sol al este o al oeste del meridiano local debido a la rotación de la Tierra sobre su eje a 15 grados por hora; por la mañana es negativo, por la tarde es positivo.

⁷ Para encontrar el meridiano estándar local, debe multiplicarse la diferencia de tiempo entre la hora estándar local y la Hora Media de Greenwich por 15.

2.2.16 θ Ángulo de incidencia, el ángulo entre la radiación directa sobre una superficie y la normal a esa superficie.

Se definen ángulos adicionales que describen la posición del sol en el cielo:

2.2.17 θ_z Ángulo cenital, el ángulo entre la vertical y la línea hacia el sol, es decir, el ángulo de incidencia de la radiación directa en una superficie horizontal.

2.2.18 α_s Ángulo de altitud solar, el ángulo entre la horizontal y la línea hacia el sol, es decir, el complemento del ángulo cenital.

2.2.19 γ_s Ángulo azimutal solar, el desplazamiento angular desde el sur de la proyección de la radiación directa en el plano horizontal. Los desplazamientos al este del sur son negativos y al oeste del sur son positivos.

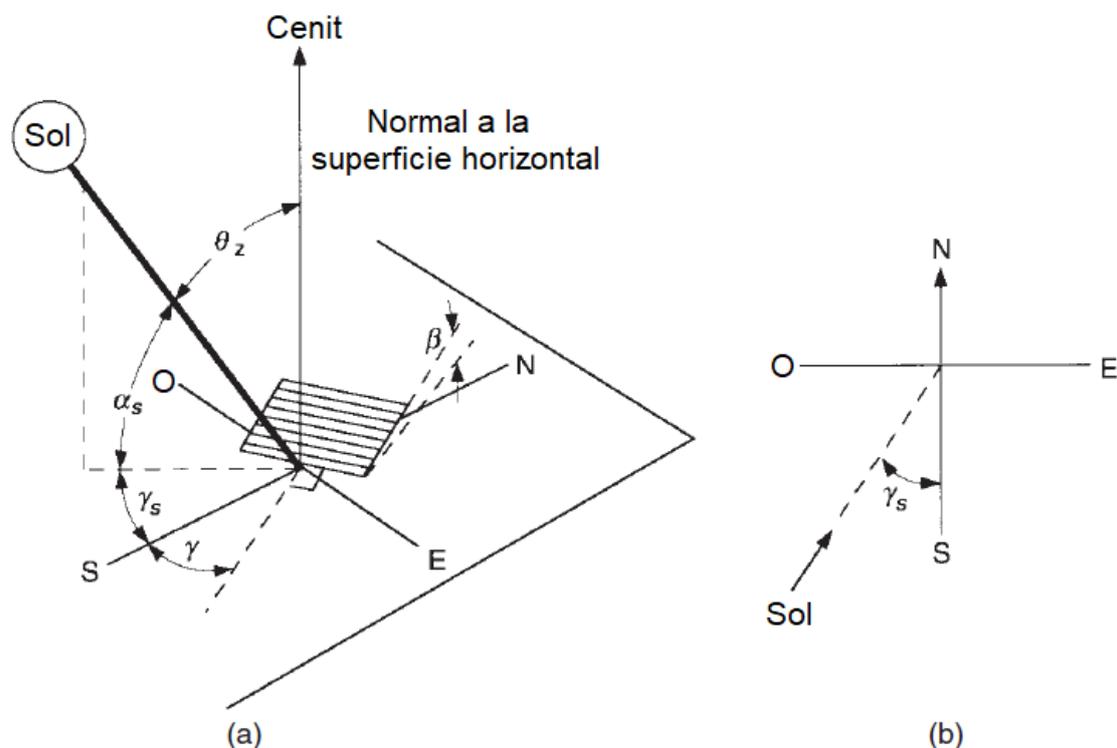


Figura 15 – (a) Ángulo cenital, inclinación, ángulo azimutal de la superficie y ángulo azimutal solar para una superficie inclinada., (b) Vista en planta que muestra el ángulo azimutal solar

Un ángulo adicional de interés es el ángulo de perfil de la radiación directa en un plano de receptor R que tiene un ángulo azimutal de superficie γ . Es la proyección del ángulo de altitud solar en un plano vertical perpendicular al plano en cuestión. Dicho de otra manera, es el ángulo a través del cual un plano que inicialmente es horizontal debe girarse alrededor de un eje en el plano de la superficie en cuestión para incluir el sol. El ángulo de altitud solar α_s (es decir, el ángulo EAD) y el ángulo de perfil α_p (es decir, el ángulo fab) para el plano R se muestran en la [Figura 16](#). El plano $adef$ incluye el sol. Nótese que el ángulo de altitud solar y el ángulo de perfil son iguales cuando el sol está en un plano perpendicular a la superficie R (por ejemplo, al mediodía solar para una superficie con un ángulo azimutal de 0° o 180°). El ángulo de perfil es útil para calcular la sombra de voladizos y se puede determinar a partir de:

$$\operatorname{tg} \alpha_p = \frac{\operatorname{tg} \alpha_s}{\cos(\gamma_s - \gamma)} \quad (8)$$

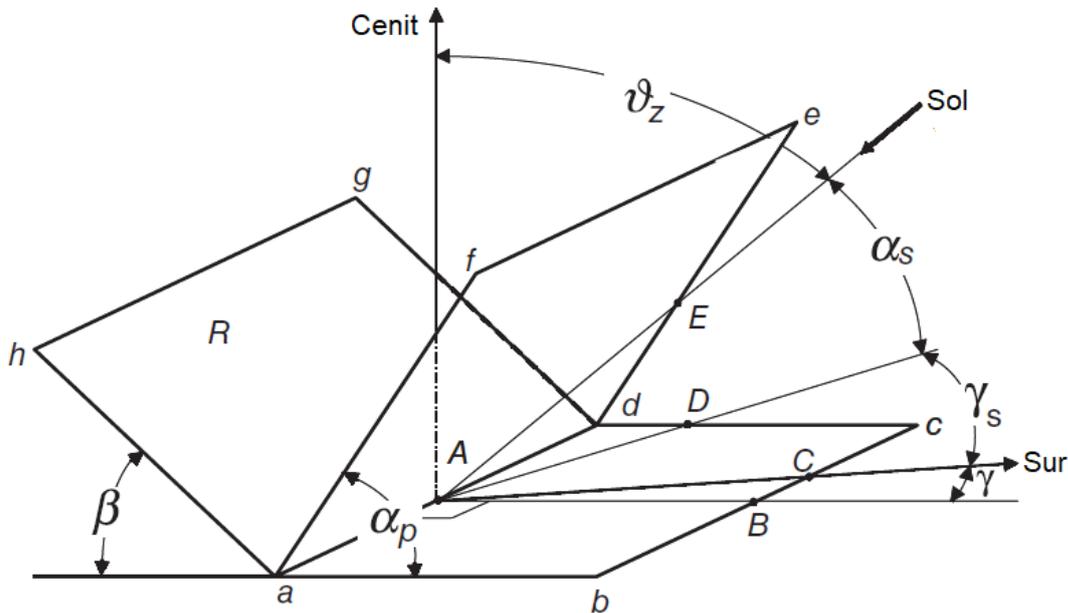


Figura 16 - El ángulo de altitud solar α_s ($\angle EAD$) y el ángulo de perfil α_p ($\angle fab$) para la superficie R

Algunos colectores solares "siguen" al sol moviéndose de maneras predeterminadas para minimizar el ángulo de incidencia de la radiación directa en sus superficies y, por lo tanto, maximizar la radiación directa incidente. Se necesitan los ángulos de incidencia y los ángulos azimutales de superficie para estos colectores.

Los sistemas de seguimiento se clasifican por sus movimientos. La rotación puede ser alrededor de un solo eje (que podría tener cualquier orientación, pero que en la práctica suele ser horizontal este-oeste, horizontal norte-sur, vertical o paralelo al eje de la Tierra) o puede ser alrededor de dos ejes.

El conjunto de ecuaciones que se presentará a continuación (excepto las Ecuaciones 18, 19 y 20) son para superficies que rotan sobre ejes paralelos a las superficies. La [Figura 17](#) muestra la radiación extraterrestre en una superficie fija con una pendiente igual a la latitud, y también en superficies que siguen al sol alrededor de un eje horizontal norte-sur o este-oeste en una latitud de 45° en los solsticios de verano e invierno. Es evidente que el seguimiento puede cambiar significativamente la distribución horaria de la radiación directa incidente. El seguimiento no siempre resulta en un aumento de la radiación directa; compara la radiación en el solsticio de invierno en la superficie de seguimiento norte-sur con la radiación en la superficie fija. En la práctica, las diferencias serán menores de lo indicado por la figura debido a nubes y transmisión atmosférica.

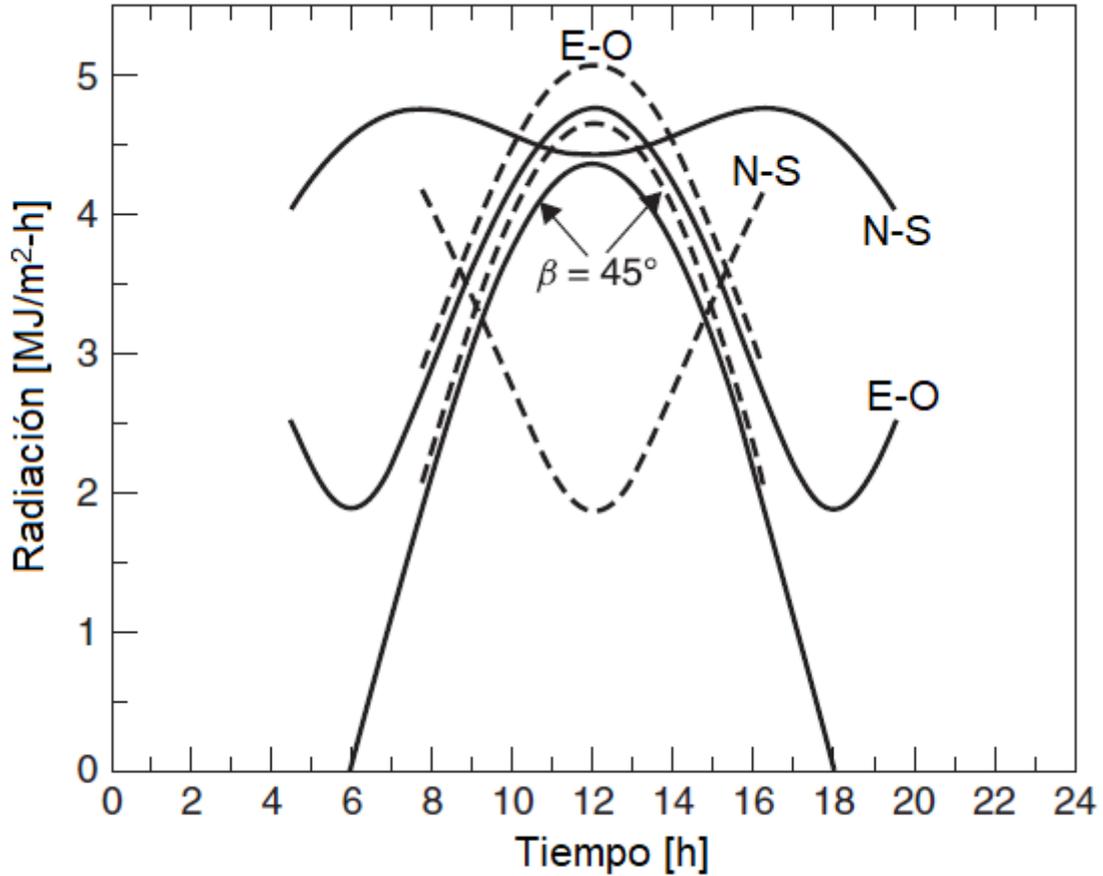


Figura 17 - Radiación solar extraterrestre para $\phi = 45^\circ$ en un colector estacionario con $\beta = 45^\circ$ en colectores de seguimiento de un solo eje norte-sur (N-S) y este-oeste (E-O). Las tres curvas punteadas son para el solsticio de invierno y las tres curvas sólidas son para el solsticio de verano

Para un plano rotado alrededor de un eje horizontal este-oeste con un ajuste diario único de manera que la radiación directa sea normal a la superficie al mediodía cada día,

$$\cos \theta = \sin^2 \delta + \cos^2 \delta \cos \omega \quad (9)$$

La inclinación de esta superficie será fija para cada día y será:

$$\beta = |\phi - \delta| \quad (10)$$

El ángulo azimutal de la superficie para un día será de 0° o 180° dependiendo de la latitud y la declinación:

$$\gamma = \begin{cases} 0^\circ & \text{si } \phi - \delta > 0 \\ 180^\circ & \text{si } \phi - \delta \leq 0 \end{cases} \quad (11)$$

Para un plano rotado alrededor de un eje horizontal este-oeste con ajuste continuo para minimizar el ángulo de incidencia,

$$\cos \theta = (1 - \cos^2 \delta \sin^2 \omega)^2 \quad (12)$$

La inclinación de esta superficie está dada por:

$$\text{tg } \beta = \text{tg } \theta_z | \cos \gamma_s | \quad (13)$$

El ángulo azimutal de la superficie para este modo de orientación cambiará entre 0° y 180° si el ángulo azimutal solar pasa por $\pm 90^\circ$. Para cualquiera de los hemisferios,

$$\gamma = \begin{cases} 0^\circ & \text{si } |\gamma_s| < 90 \\ 180^\circ & \text{si } |\gamma_s| > 90 \end{cases} \quad (14)$$

Para un plano rotado alrededor de un eje horizontal norte-sur con ajuste continuo para minimizar el ángulo de incidencia,

$$\cos \theta = (\cos^2 \theta_z + \cos^2 \delta \sin^2 \omega)^{1/2} \quad (15)$$

La inclinación está dada por:

$$\tan \beta = \tan \theta_z |\cos(\gamma - \gamma_s)| \quad (16)$$

El ángulo azimutal de la superficie, γ , será de 90° o -90° dependiendo del signo del ángulo azimutal solar:

$$\gamma = \begin{cases} 90^\circ & \text{si } \gamma_s > 0 \\ -90^\circ & \text{si } \gamma_s < 0 \end{cases} \quad (17)$$

Para un plano con una inclinación fija rotado alrededor de un eje vertical, el ángulo de incidencia se minimiza cuando los ángulos azimutales de la superficie y solar son iguales. El ángulo de incidencia es:

$$\cos \theta = \cos \theta_z \cos \beta + \sin \theta_z \sin \beta \quad (18)$$

La inclinación es fija, por lo que

$$\beta = \text{constante} \quad (19)$$

El ángulo azimutal de la superficie es

$$\gamma = \gamma_s \quad (20)$$

Para un plano rotado alrededor de un eje norte-sur paralelo al eje de la Tierra con ajuste continuo para minimizar θ ,

$$\cos \theta = \cos \delta \quad (21)$$

La inclinación varía de manera continua y es:

$$\text{tg } \beta = \frac{\text{tg } \phi}{\cos \gamma} \quad (22)$$

El ángulo de azimut de la superficie es:

$$\gamma = \text{tg}^{-1} \frac{\sin \theta_z \sin \gamma_s}{\cos \theta' \sin \phi} + 180 C_1 C_2 \quad (23)$$

Donde:

$$\cos \theta' = \cos \theta_z \cos \phi + \sin \theta_z \sin \phi \cos \gamma_s \quad (24)$$

$$C_1 = \begin{cases} \left(0 \text{ si } \operatorname{tg}^{-1} \frac{\sin \theta_z \sin \gamma_s}{\cos \theta' \sin \phi}\right) \lambda_s \geq 0 \\ +1 \text{ en caso contrario} \end{cases} \quad (25)$$

$$C_2 = \begin{cases} +1 \text{ si } \gamma_s \geq 0 \\ -1 \text{ si } \gamma_s < 0 \end{cases} \quad (26)$$

Para un plano que está siguiendo continuamente alrededor de dos ejes para minimizar el ángulo de incidencia,

$$\cos \theta = 1 \quad (27)$$

$$\beta = \theta_z \quad (28)$$

$$\gamma = \gamma_s \quad (29)$$

Existen tres tipos de problemas de sombreado que ocurren con tanta frecuencia que se necesitan métodos para hacerles frente. El primero es el sombreado de un colector, ventana u otro receptor por árboles cercanos, edificios u otras obstrucciones. Las geometrías pueden ser irregulares y los cálculos sistemáticos del sombreado del receptor en cuestión pueden ser difíciles. Se recurre a diagramas de la posición del sol en el cielo, por ejemplo, gráficos de altitud solar α_s versus azimut solar γ_s , en los cuales se pueden superponer formas de obstrucciones (perfiles de sombreado) para determinar cuándo la trayectoria desde el sol hasta el punto en cuestión está bloqueada. El segundo tipo incluye el sombreado de colectores que no están en la primera fila de matrices de múltiples filas por los colectores en la fila adyacente. El tercero incluye el sombreado de ventanas por voladizos y paredes laterales. Cuando las geometrías son regulares, el sombreado se presta a cálculos y los resultados se pueden presentar en forma general. Este tópico no será abordado en profundidad en el presente trabajo dado que, a los efectos de la consistencia, se considerarán los colectores siempre despejados, es decir, sin sombras que los afecten.

Varios tipos de cálculos de radiación se realizan de manera más conveniente utilizando niveles de radiación normalizados, es decir, la relación entre el nivel de radiación y la radiación teóricamente posible que estaría disponible si no hubiera atmósfera. Para estos cálculos, que se discuten más adelante, es necesario un método para calcular la radiación extraterrestre.

En cualquier momento, la radiación solar incidente en un plano horizontal fuera de la atmósfera es la radiación solar incidente normal dividida por R_b .

$$G_0 = G_{sc} \left(1 + 0,033 \cdot \cos \frac{360n}{365}\right) \cos \theta_z \quad (30)$$

Donde G_{sc} es la constante solar, n es el día del año y R_b es:

$$R_b = \frac{G_{bT}}{G_b} = \frac{G_{b,n} \cos \theta}{G_{b,n} \cos \theta_z} = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (30.1)$$

y

$$\cos \theta_z = \cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta \quad (30.2)$$

Combinando la Ecuación 30.2 para $\cos \theta_z$ con la Ecuación 30 se obtiene G_o para una superficie horizontal en cualquier momento entre el amanecer y el atardecer:

$$G_o = G_{sc} \left(1 + 0,033 \cos \frac{360n}{365} \right) (\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta) \quad (31)$$

A menudo, es necesario calcular la radiación solar diaria integrada en una superficie horizontal, H_o , para obtener la radiación extraterrestre diaria. Esto se logra mediante la integración de la Ecuación (31) durante el período desde el amanecer hasta el atardecer. Si G_{sc} está en vatios por metro cuadrado, H_o en joules diarios por metro cuadrado por día es:

$$H_o = \frac{24 \cdot 3.600 G_{sc}}{\pi} \left(1 + 0,033 \cos \frac{360n}{365} \right) \cdot \left(\cos \phi \cos \delta \sin \omega_s + \frac{\pi \omega_s}{180} \sin \phi \sin \delta \right) \quad (32)$$

donde ω_s es el ángulo horario del atardecer, en grados.

ϕ	En.	Fe.	Ma.	Ab.	My.	Jn.	Jl.	Ag.	Se.	Oc.	No.	Di.
90	0,0	0,0	1,2	19,3	37,2	44,8	41,2	26,5	5,4	0,0	0,0	0,0
85	0,0	0,0	2,2	19,2	37,0	44,7	41,0	26,4	6,4	0,0	0,0	0,0
80	0,0	0,0	4,7	19,6	36,6	44,2	40,5	26,1	9,0	0,6	0,0	0,0
75	0,0	0,7	7,8	21,0	35,9	43,3	39,8	26,3	11,9	2,2	0,0	0,0
70	0,1	2,7	10,9	23,1	35,3	42,1	38,7	27,5	14,8	4,9	0,3	0,0
65	1,2	5,4	13,9	25,4	35,7	41,0	38,3	29,2	17,7	7,8	2,0	0,4
60	3,5	8,3	16,9	27,6	36,6	41,0	38,8	30,9	20,5	10,8	4,5	2,3
55	6,2	11,3	19,8	29,6	37,6	41,3	39,4	32,6	23,1	13,8	7,3	4,8
50	9,1	14,4	22,5	31,5	38,5	41,5	40,0	34,1	25,5	16,7	10,3	7,7
45	12,2	17,4	25,1	33,2	39,2	41,7	40,4	35,3	27,8	19,6	13,3	10,7
40	15,3	20,3	27,4	34,6	39,7	41,7	40,6	36,4	29,8	22,4	16,4	13,7
35	18,3	23,1	29,6	35,8	40,0	41,5	40,6	37,3	31,7	25,0	19,3	16,8
30	21,3	25,7	31,5	36,8	40,0	41,1	40,4	37,8	33,2	27,4	22,2	19,9
25	24,2	28,2	33,2	37,5	39,8	40,4	40,0	38,2	34,6	29,6	25,0	22,9
20	27,0	30,5	34,7	37,9	39,3	39,5	39,3	38,2	35,6	31,6	27,7	25,8
15	29,6	32,6	35,9	38,0	38,5	38,4	38,3	38,0	36,4	33,4	30,1	28,5
10	32,0	34,4	36,8	37,9	37,5	37,0	37,1	37,5	37,0	35,0	32,4	31,1
5	34,2	36,0	37,5	37,4	36,3	35,3	35,6	36,7	37,2	36,3	34,5	33,5
0	36,2	37,4	37,8	36,7	34,8	33,5	34,0	35,7	37,2	37,3	36,3	35,7
-5	38,0	38,5	37,9	35,8	33,0	31,4	32,1	34,4	36,9	38,0	37,9	37,6
-10	39,5	39,3	37,7	34,4	31,1	29,2	29,9	32,9	36,3	38,5	39,3	39,4
-15	40,8	39,8	37,2	33,0	28,9	26,8	27,6	31,1	35,4	38,7	40,4	40,9
-20	41,8	40,0	36,4	31,3	26,6	24,2	25,2	29,1	34,3	38,6	41,2	42,1
-25	42,5	40,0	35,4	29,3	24,1	21,5	22,6	27,0	32,9	38,2	41,7	43,1
-30	43,0	39,7	34,0	27,2	21,4	18,7	19,9	24,6	31,2	37,6	42,0	43,8
-35	43,2	39,1	32,5	28,4	18,6	15,8	17,0	22,1	29,3	36,6	42,0	44,2
-40	43,1	38,2	30,6	22,3	15,8	12,9	14,2	19,4	27,2	35,5	41,7	44,5
-45	42,8	37,1	28,6	19,6	12,9	10,0	11,3	16,6	24,9	34,0	41,2	44,5
-50	42,3	35,7	26,3	16,8	10,0	7,2	8,4	13,8	22,4	32,4	40,5	44,3
-55	41,7	34,1	23,9	13,9	7,2	4,5	5,7	10,9	19,8	30,5	39,6	44,0
-60	41,0	32,4	21,2	10,9	4,5	2,2	3,1	8,0	17,0	28,4	38,7	43,7
-65	40,5	30,6	18,5	7,9	2,1	0,3	1,0	5,2	14,1	26,2	37,8	43,7
-70	40,8	28,8	15,6	5,0	0,4	0,0	0,0	2,6	11,1	24,0	37,4	44,9
-75	41,9	27,6	12,6	2,4	0,0	0,0	0,0	0,8	8,0	21,9	38,1	46,2
-80	42,7	27,4	9,7	0,6	0,0	0,0	0,0	0,0	5,0	20,6	38,8	47,1
-85	43,2	27,7	7,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	2,4	20,3	39,3	47,6
-90	43,3	27,8	6,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	1,4	20,4	39,4	47,8

Tabla 5 - Radiación extraterrestre diaria media mensual [MJ/m²]

La radiación extraterrestre diaria media⁸ mensual, H_o , es una cantidad útil. Para latitudes en el rango de +60 a -60, se puede calcular con la Ecuación (32) utilizando n y δ para el día medio del mes a partir de la [Tabla 5](#). La radiación media H_o se representa gráficamente como función de la latitud para el hemisferio sur en la [Figura 18](#). Las curvas corresponden a fechas que proporcionan la radiación media para el mes y, por lo tanto, muestran H_o . Los valores de H_o para cualquier día se pueden estimar mediante interpolación, aunque existen tablas con los valores exactos para todas las latitudes.

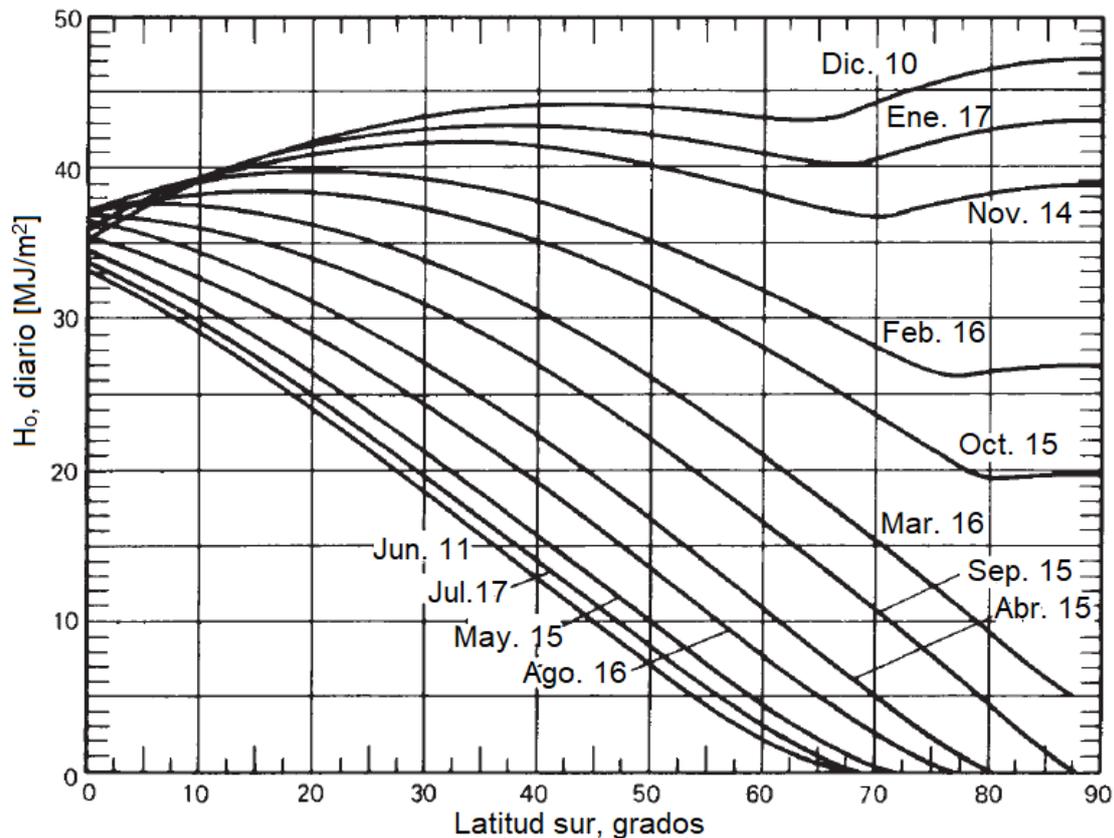


Figura 18 - Radiación extraterrestre diaria en una superficie horizontal

2.3 Radiación solar disponible

Por lo general, no resulta práctico basar predicciones o cálculos de radiación solar en la atenuación de la radiación extraterrestre por la atmósfera, ya que rara vez se dispone de información meteorológica adecuada. En su lugar, para prever el rendimiento de un proceso solar en el futuro, utilizamos mediciones pasadas de radiación solar en la ubicación en cuestión o de una ubicación cercana y similar.

Los datos de radiación solar se utilizan en varias formas y con diversos propósitos. La información más detallada disponible es la radiación solar directa y difusa en una superficie horizontal, por horas, lo cual es útil en simulaciones de procesos solares. (Algunas mediciones están disponibles en superficies inclinadas y para intervalos de tiempo más cortos). Los datos diarios suelen estar disponibles y la radiación por hora se puede estimar a partir de los datos diarios. La radiación solar total mensual en una superficie horizontal se puede utilizar en

⁸ A lo largo de este trabajo se utilizará una barra superior para indicar una cantidad promedio mensual.

algunos métodos de diseño de procesos. Sin embargo, dado que el rendimiento del proceso generalmente no es lineal con la radiación solar, el uso de promedios puede llevar a errores graves si no se tienen en cuenta las no linealidades. También es posible reducir los datos de radiación a formas más manejables mediante métodos estadísticos.

2.3.1 Definiciones

La [Figura 19](#) muestra los flujos primarios de radiación en una superficie en o cerca del suelo que son importantes en relación con los procesos térmicos solares. Es conveniente considerar la radiación en dos rangos de longitud de onda.

La **radiación solar** o **radiación de onda corta** es aquella que proviene del sol, en el rango de longitud de onda de $0,3$ a $3 \mu m$. En la terminología utilizada a lo largo de este trabajo, la radiación solar incluye tanto los componentes directos como difusos, a menos que se especifique lo contrario.

La **radiación de onda larga** es aquella que proviene de fuentes a temperaturas cercanas a las temperaturas ambiente ordinarias y, por lo tanto, principalmente en longitudes de onda mayores a $3 \mu m$. La radiación de onda larga es emitida por la atmósfera, por un colector, o por cualquier otro cuerpo a temperaturas ordinarias. (Esta radiación, si proviene del suelo, a veces se denomina en algunas literaturas como radiación 'terrestre').

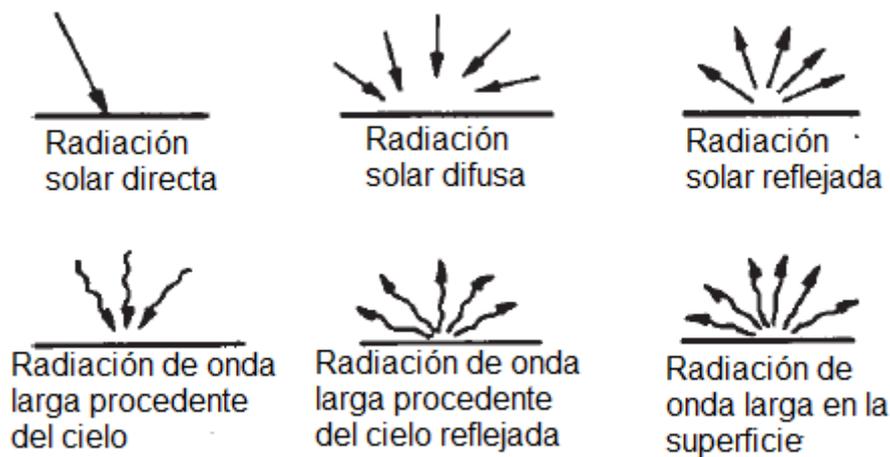


Figura 19 - Flujos primarios de radiación en una superficie en o cerca del suelo

3. RECURSO SOLAR EN ARGENTINA

3.1 Generalidades

El recurso solar en Argentina es uno de los más abundantes del mundo, y su aprovechamiento es clave para el acercamiento de la energía eléctrica a todos los rincones del país y para la transición hacia una matriz energética más limpia y sostenible. Según la Cámara Argentina de Energías Renovables, el país cuenta con un potencial solar de $3.000 \text{ kW}/\text{m}^2$ al año en promedio, lo que equivale a más de 10 veces el consumo eléctrico actual.

El recurso solar en Argentina se caracteriza por su abundancia y variabilidad geográfica. El país experimenta un alto nivel de radiación solar, especialmente en regiones como el noroeste argentino, donde las condiciones climáticas son favorables para la captación de energía solar. Además, la amplitud térmica y la altitud de ciertas áreas contribuyen a aumentar la eficiencia de los sistemas solares fotovoltaicos y térmicos.

El recurso solar en Argentina se distribuye de manera desigual a lo largo del territorio nacional. Las regiones del noroeste, incluyendo provincias como Salta, Jujuy y Catamarca, son conocidas por su alta irradiación solar y han surgido como centros de desarrollo de proyectos solares a gran escala. Otras áreas con un potencial solar significativo incluyen el centro y oeste del país, así como algunas partes de la región patagónica.

En los últimos años, Argentina ha experimentado un crecimiento notable en la capacidad instalada de energía solar. El gobierno ha implementado políticas y programas de incentivos para fomentar la inversión en proyectos solares, incluyendo subastas de energía renovable y la promulgación de leyes de promoción del uso de fuentes de energía limpia. A medida que la tecnología solar avanza y los costos de implementación disminuyen, se espera que el sector solar en Argentina continúe expandiéndose, con un enfoque particular en la integración de energía solar en la red eléctrica y la electrificación rural.

Suma anual de irradiancia directa

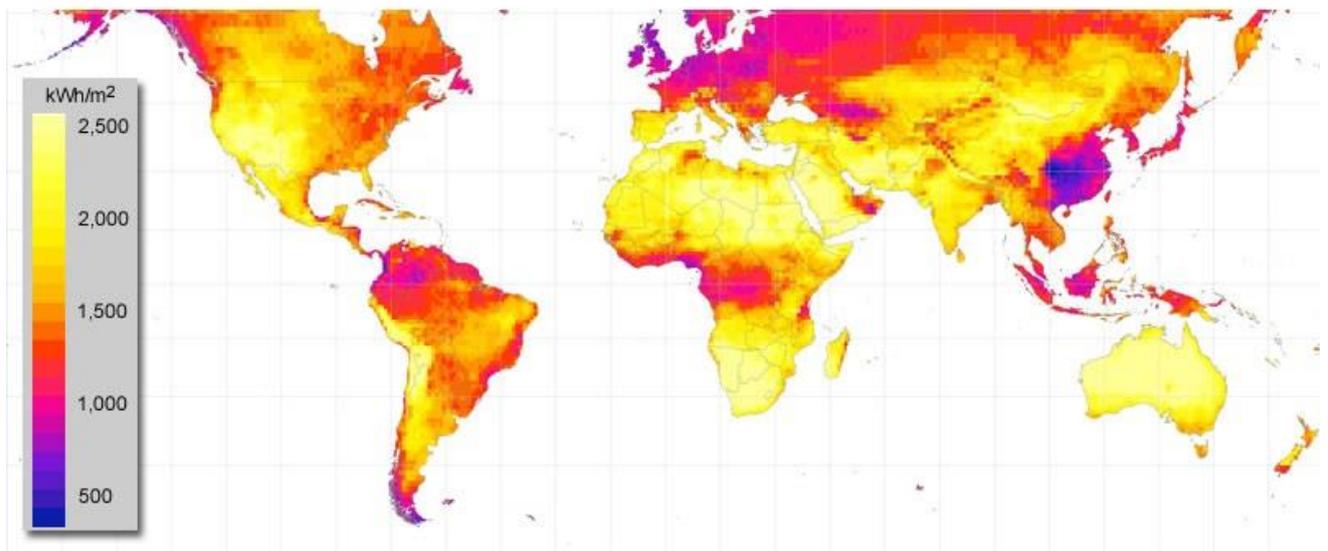
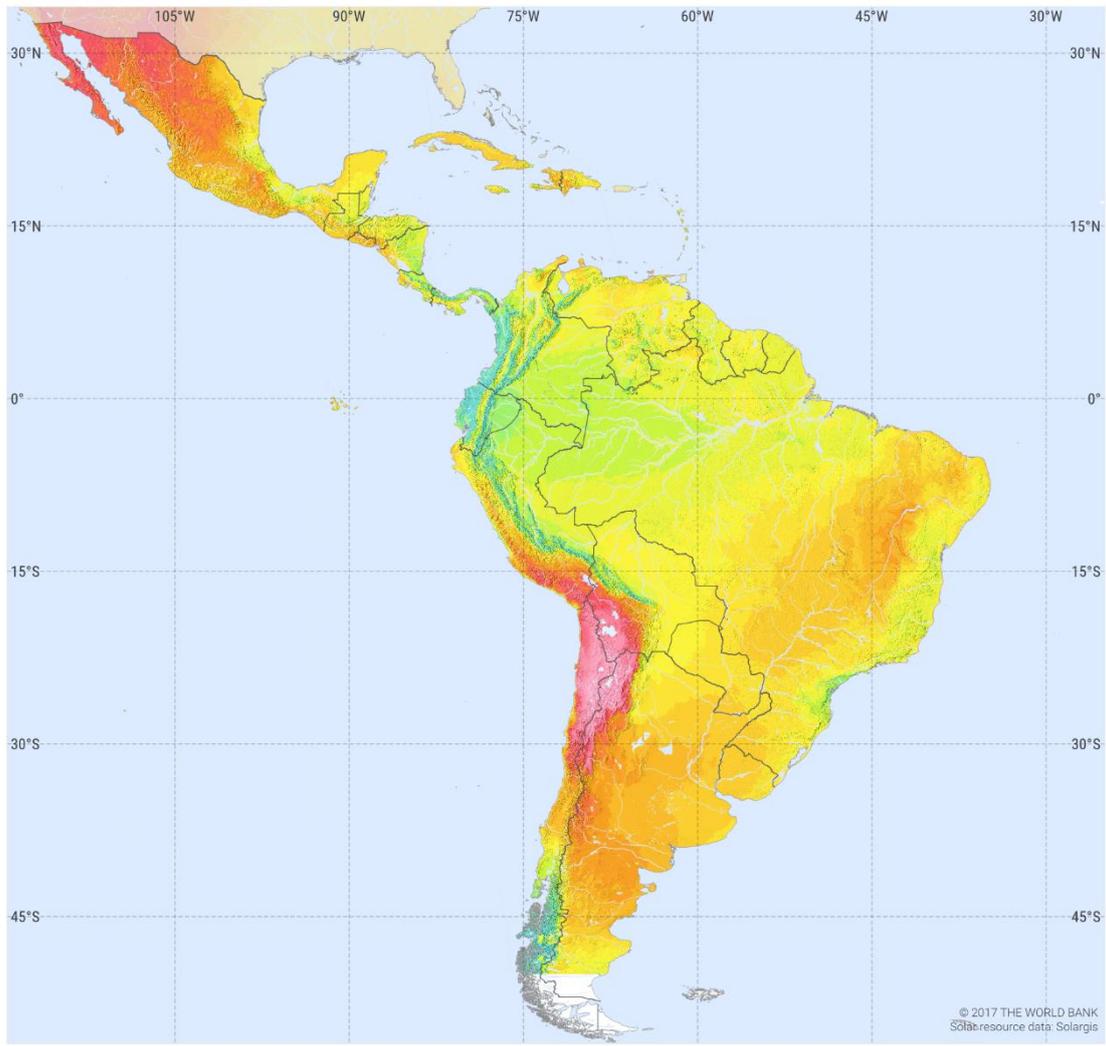


Figura 20 – Irradiancia directa global

IRRADIACIÓN NORMAL DIRECTA LATINOAMÉRICA Y EL CARIBE



Totales diarios	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0	kWh/m ²
Totales anuales	730	1095	1461	1826	2191	2556	2922	3287	3652	

This map is published by the World Bank Group, funded by ESMAP, and prepared by Solargis. For more information and terms of use, please visit: <http://globalsolaratlas.info>.

Figura 21 – Irradiación normal directa en América Latina

Irradiación global horizontal

Argentina

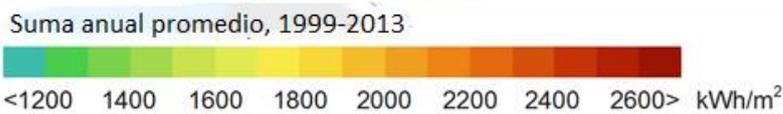
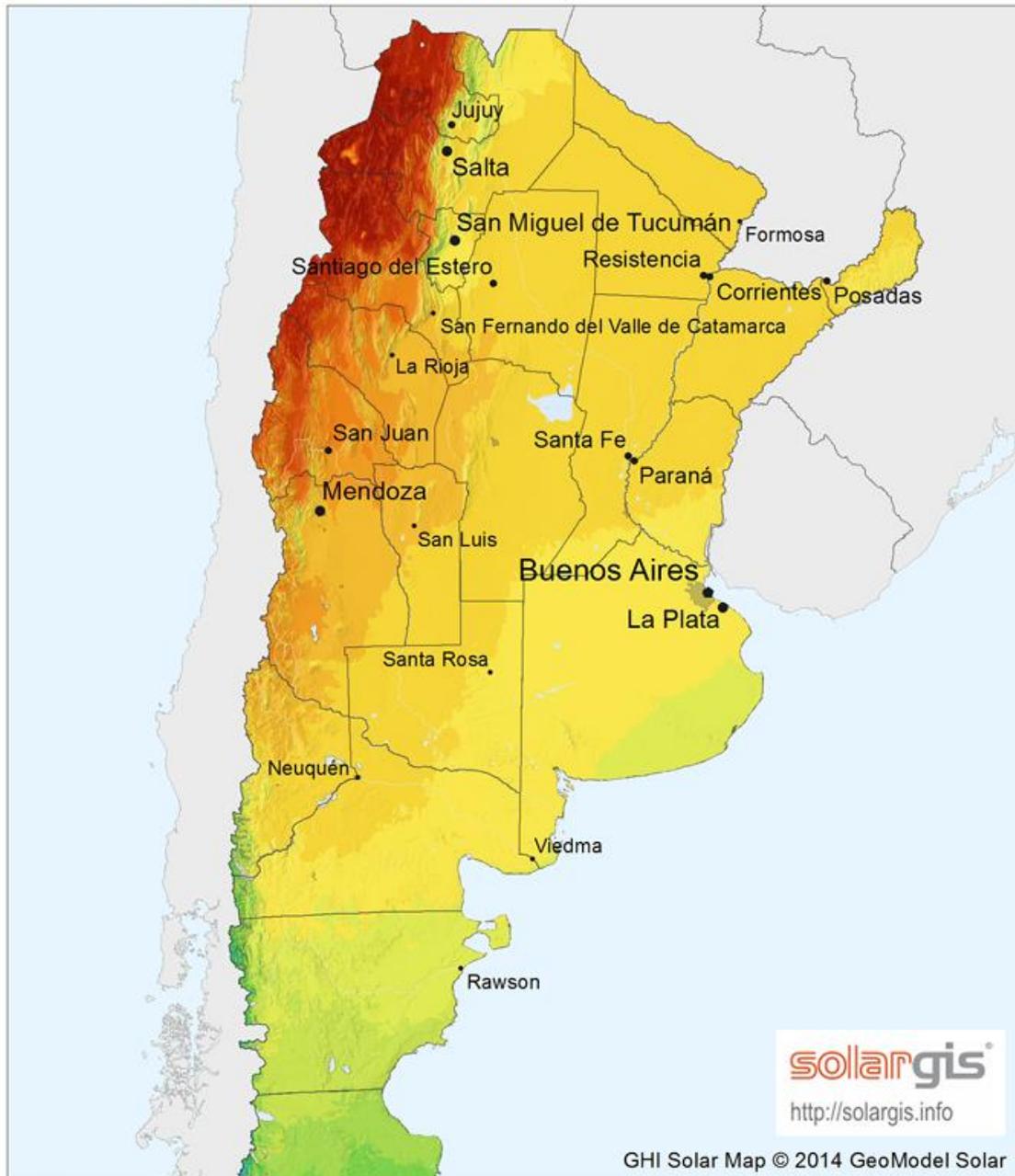


Figura 22 – Suma anual promedio de la irradiación global horizontal promedio sobre el territorio nacional

A continuación, se presentan las cartas con la distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria sobre un plano horizontal en el territorio nacional, mes a mes.

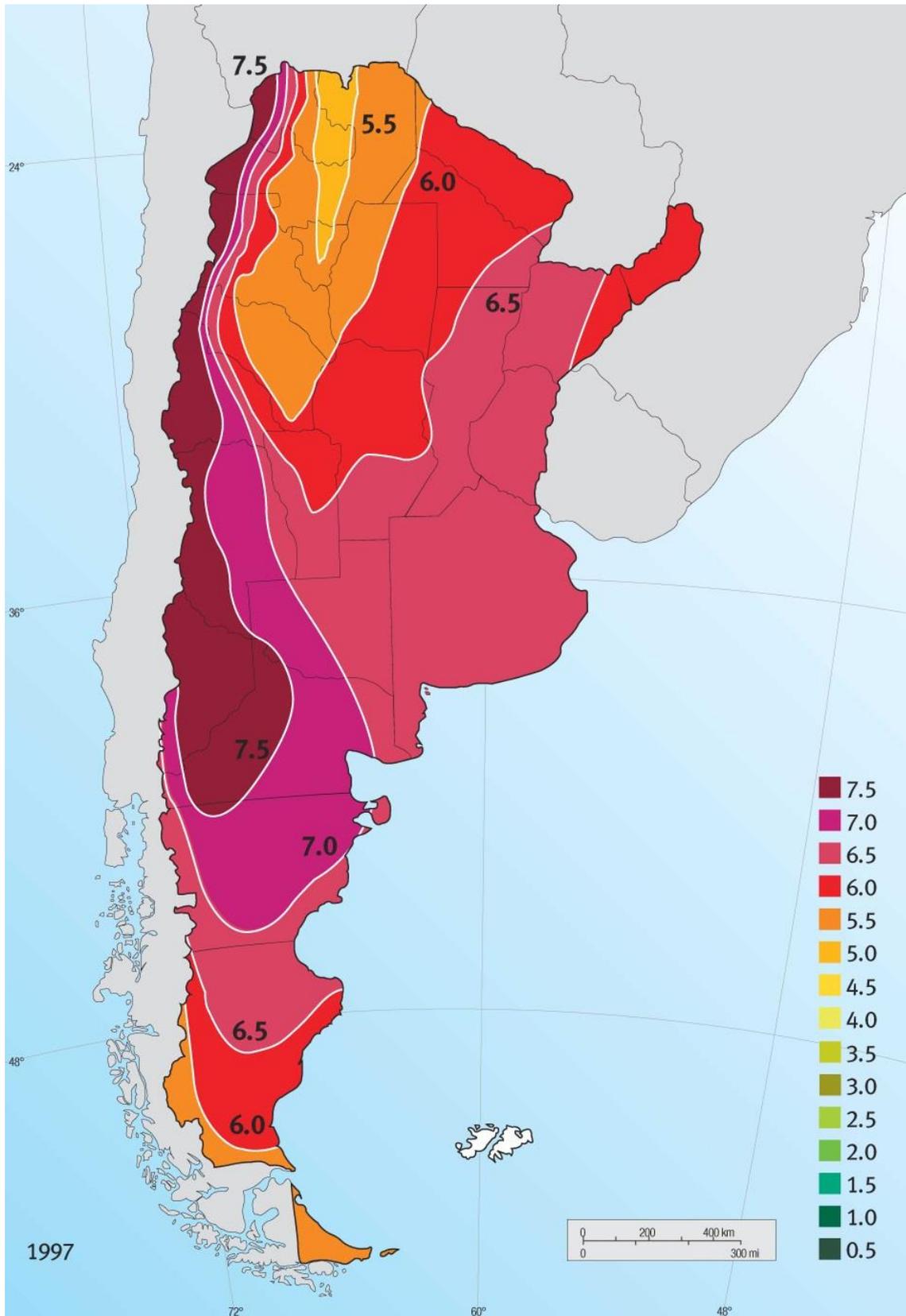


Figura 23 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de enero

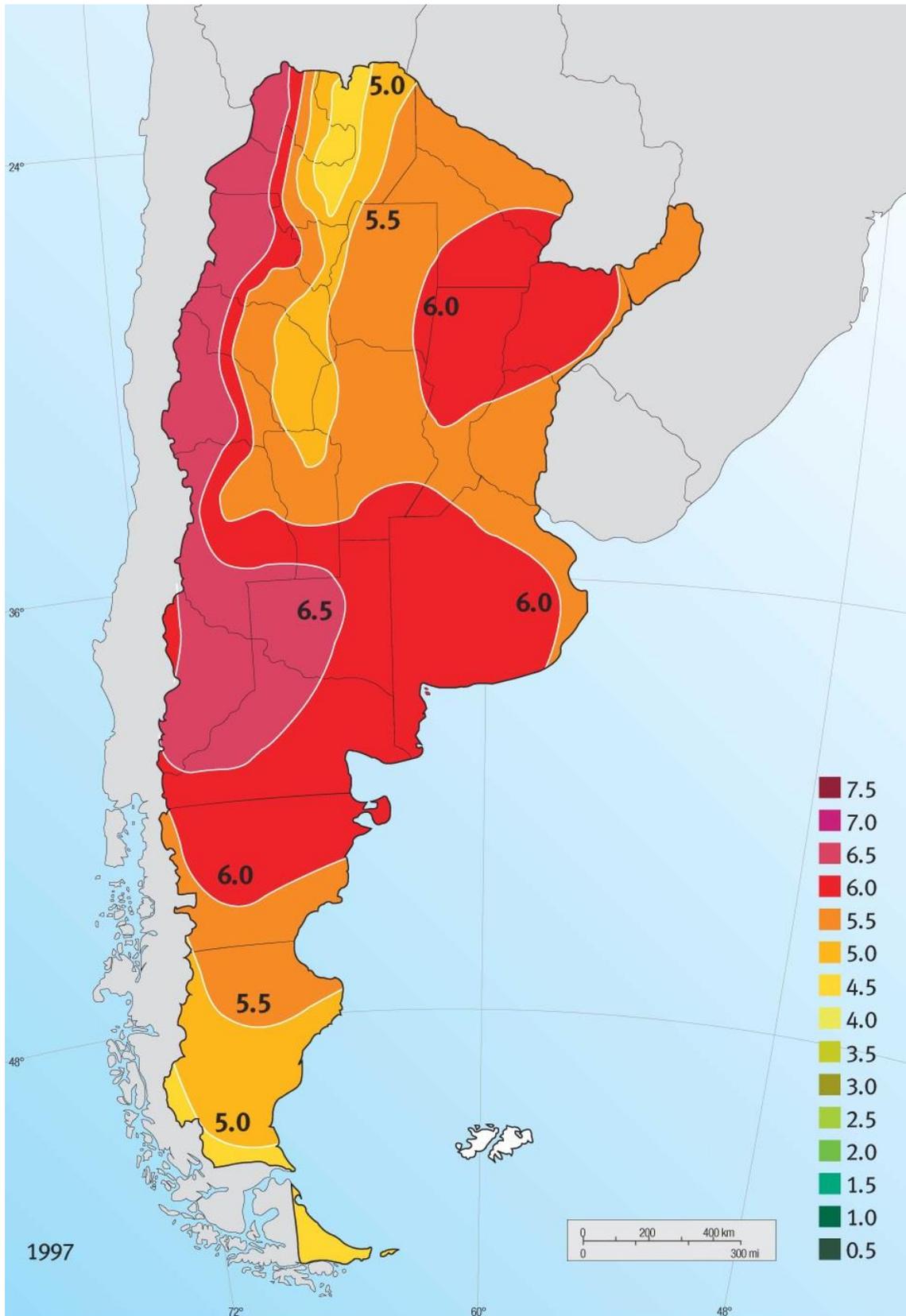


Figura 24 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de febrero.

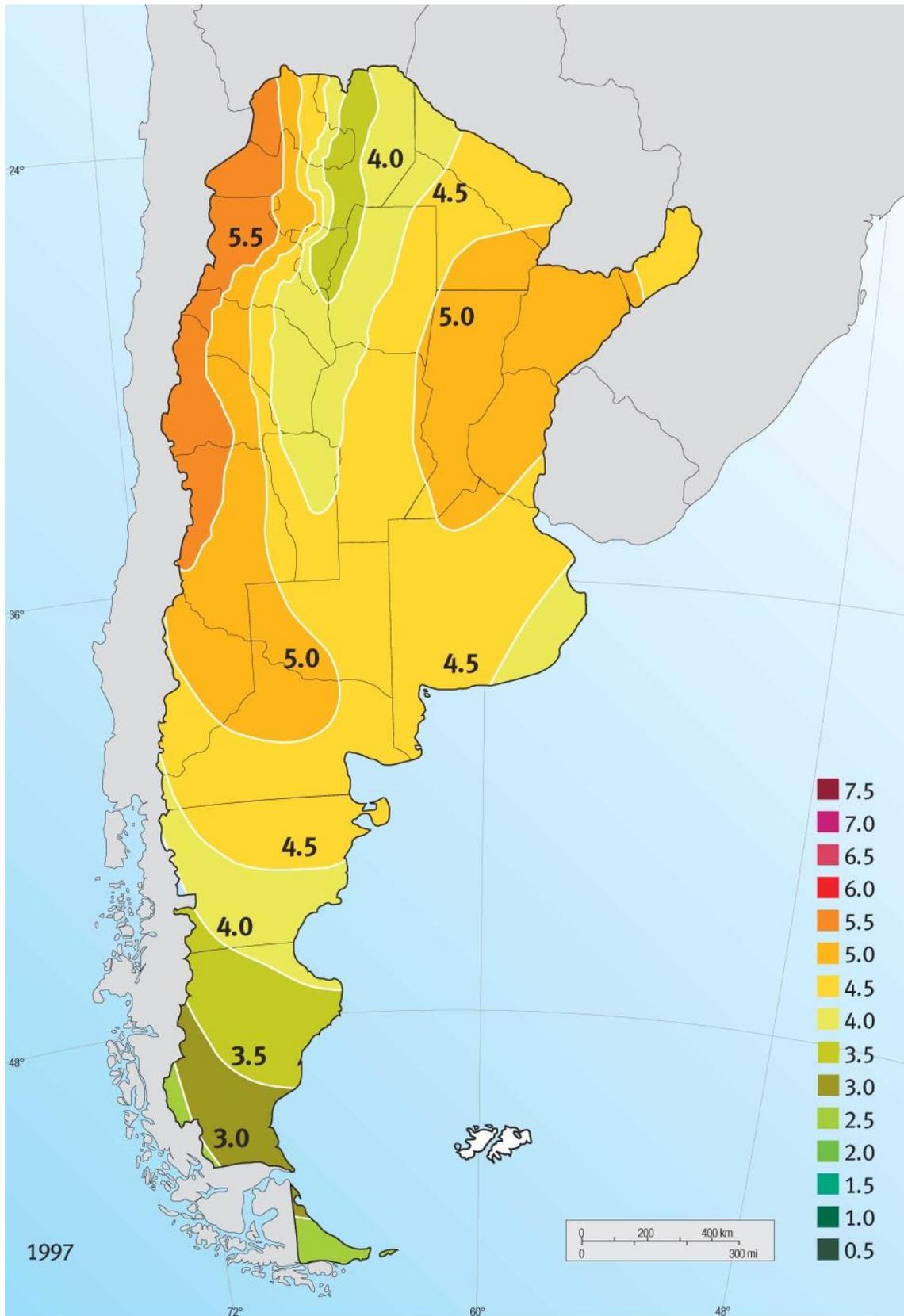


Figura 25 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de marzo.

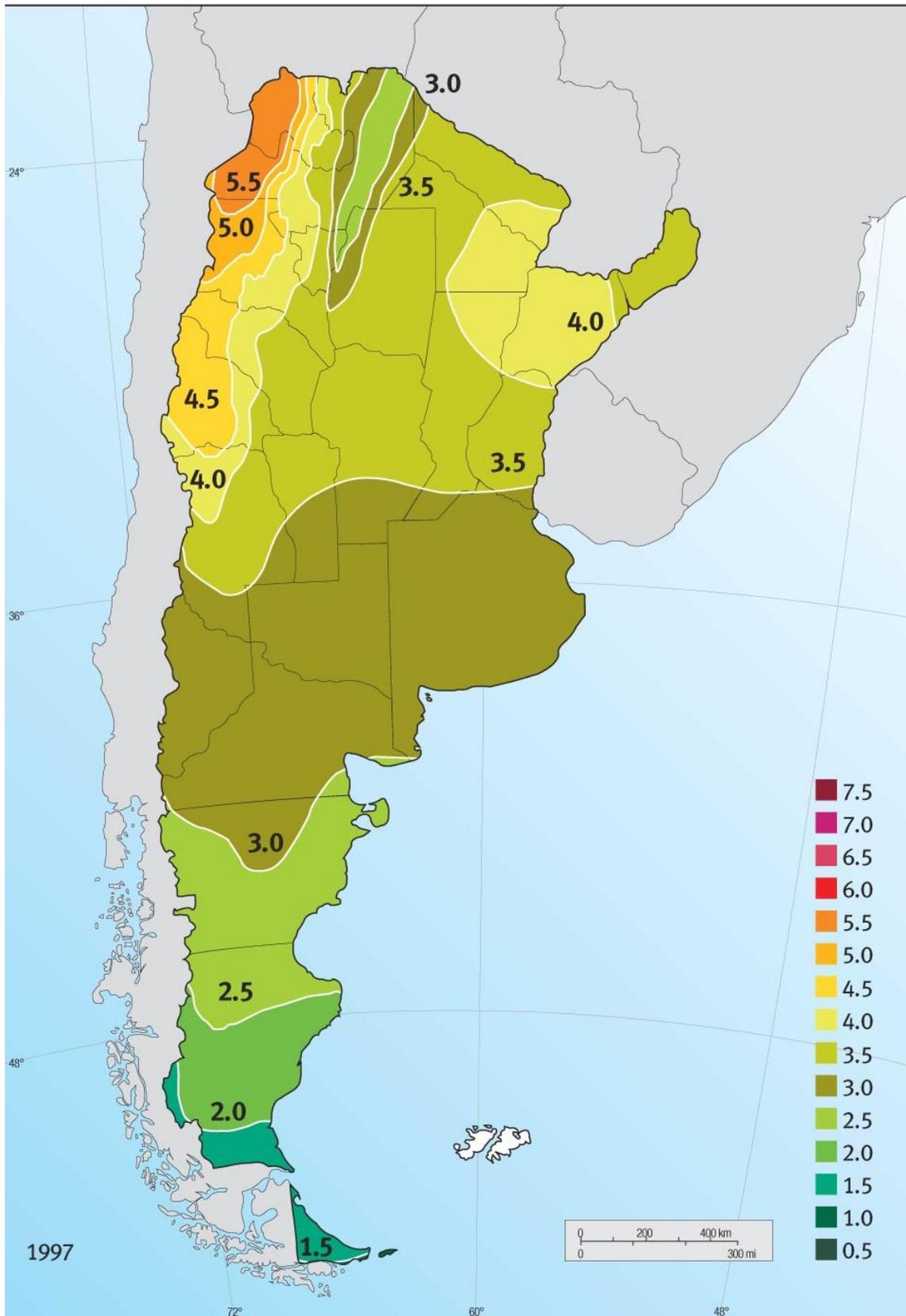


Figura 26 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de abril.

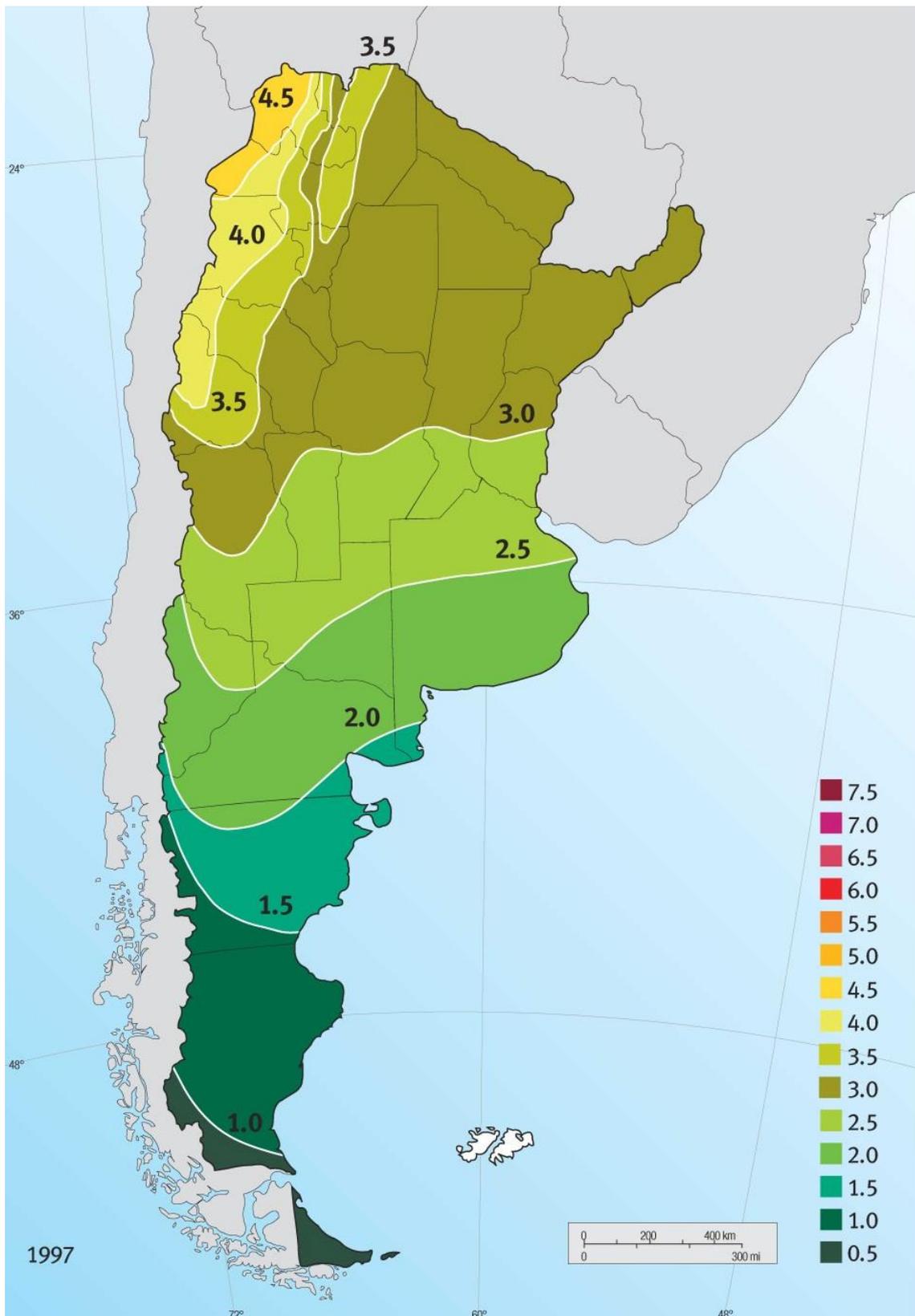


Figura 27 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de mayo.

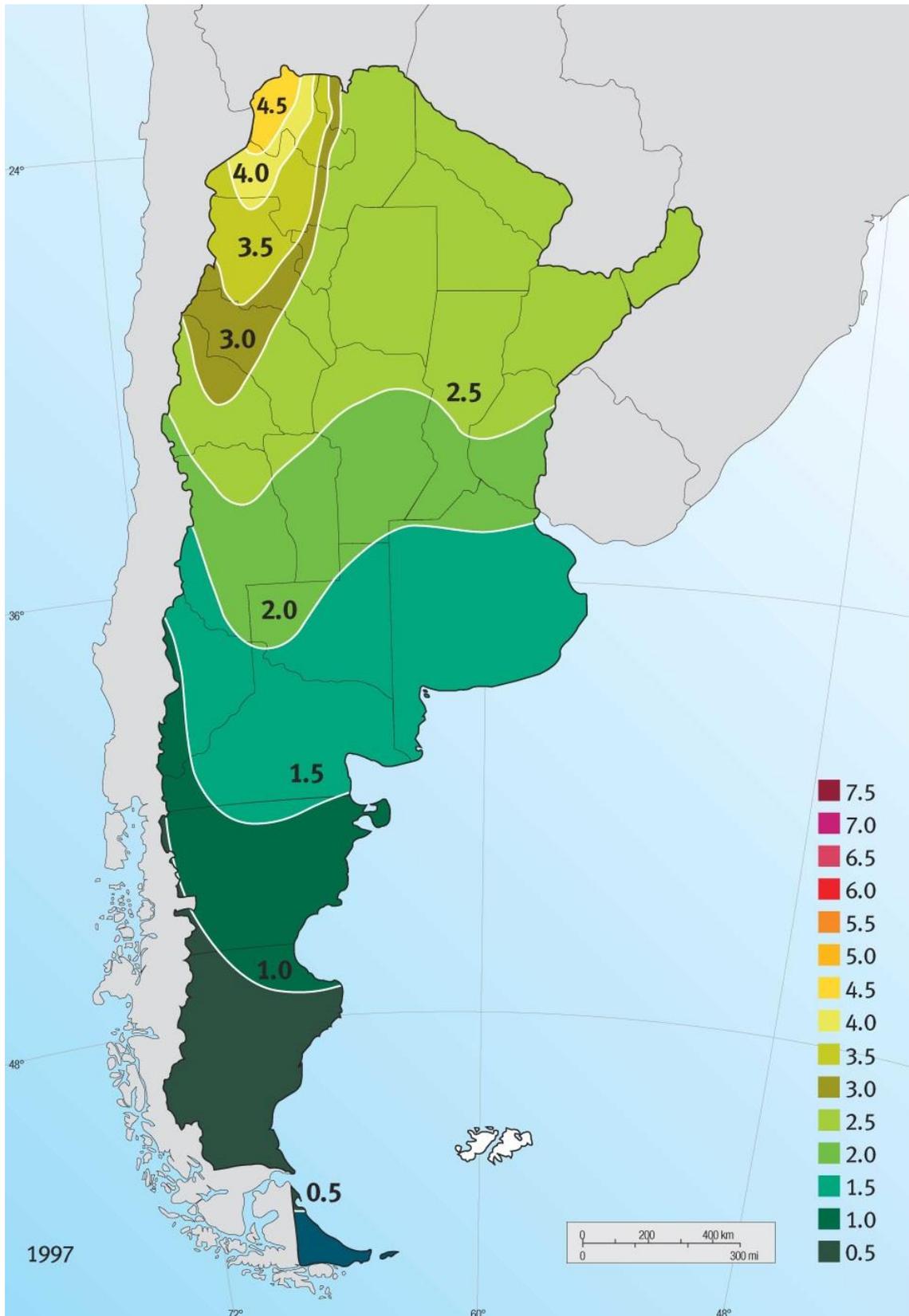


Figura 28 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de junio.

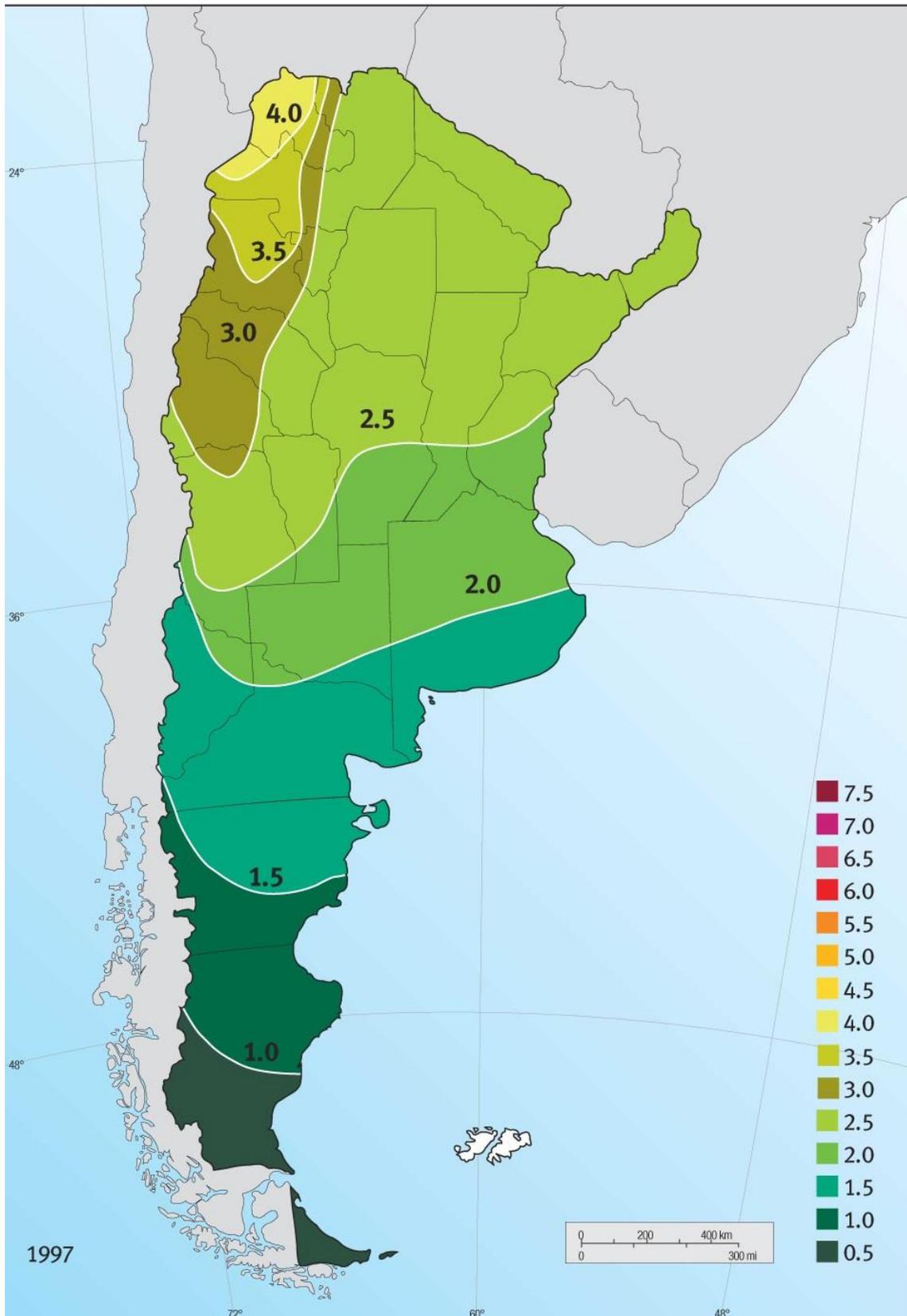


Figura 29 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de julio

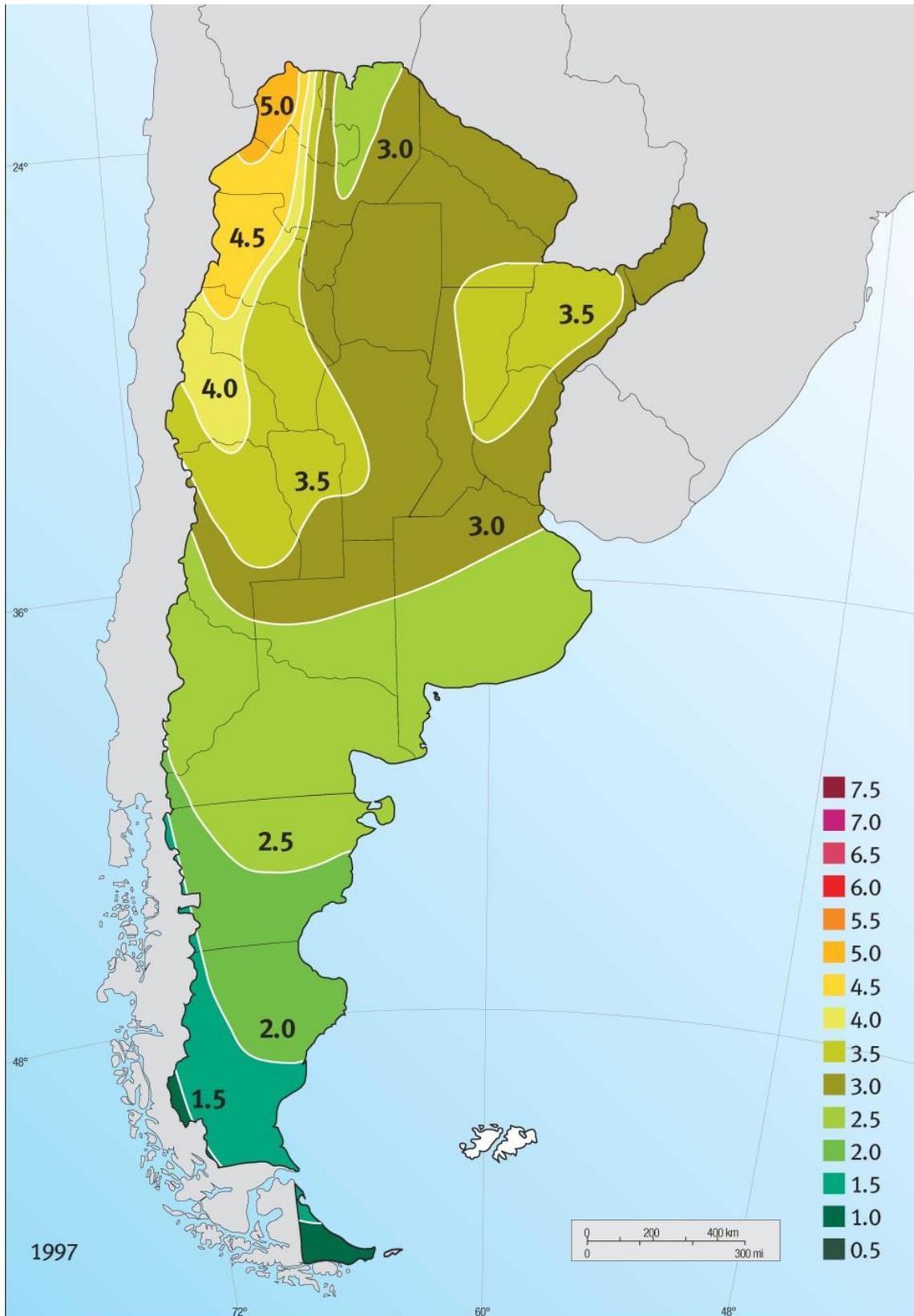


Figura 30 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de agosto.

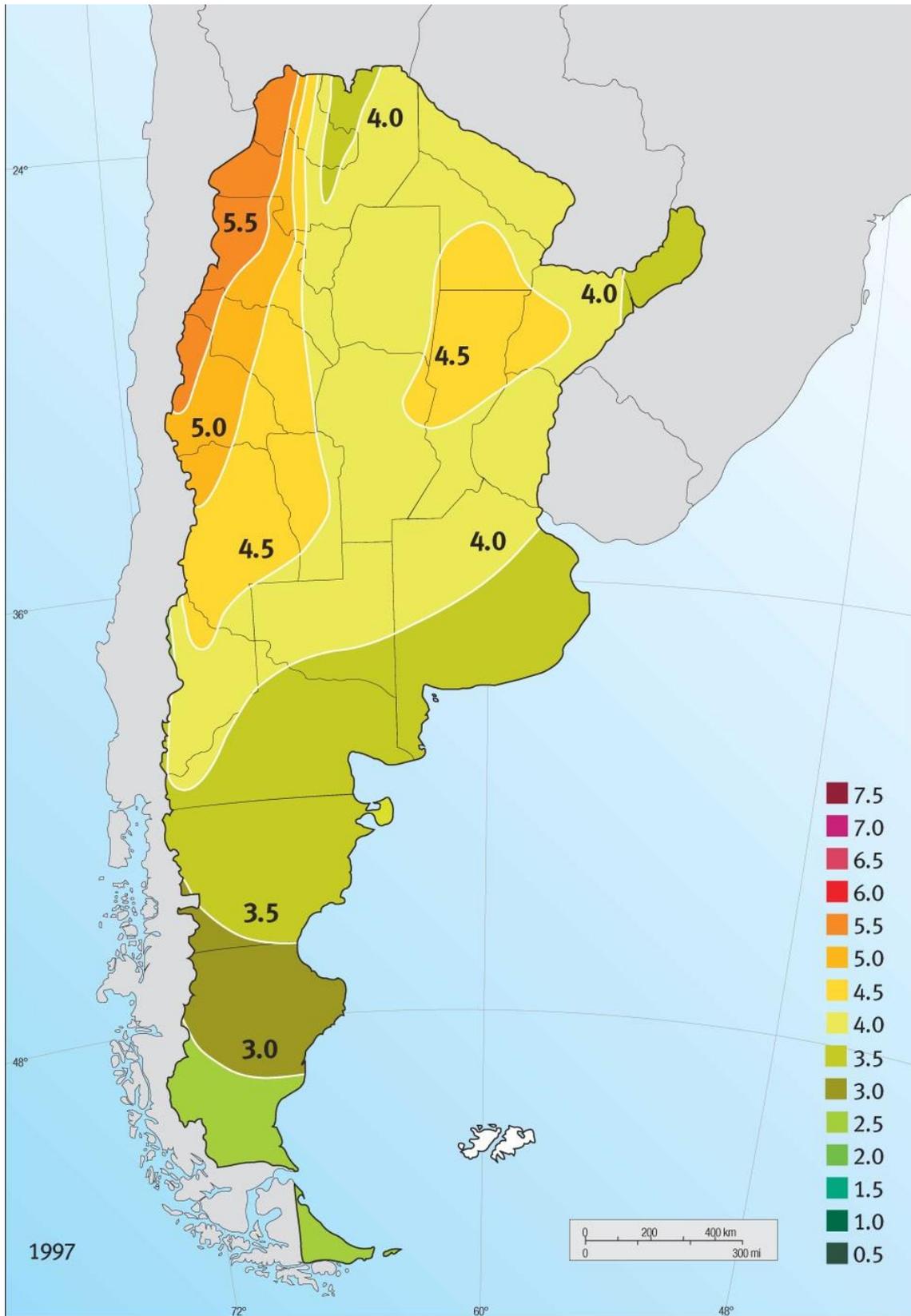


Figura 31 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de septiembre.

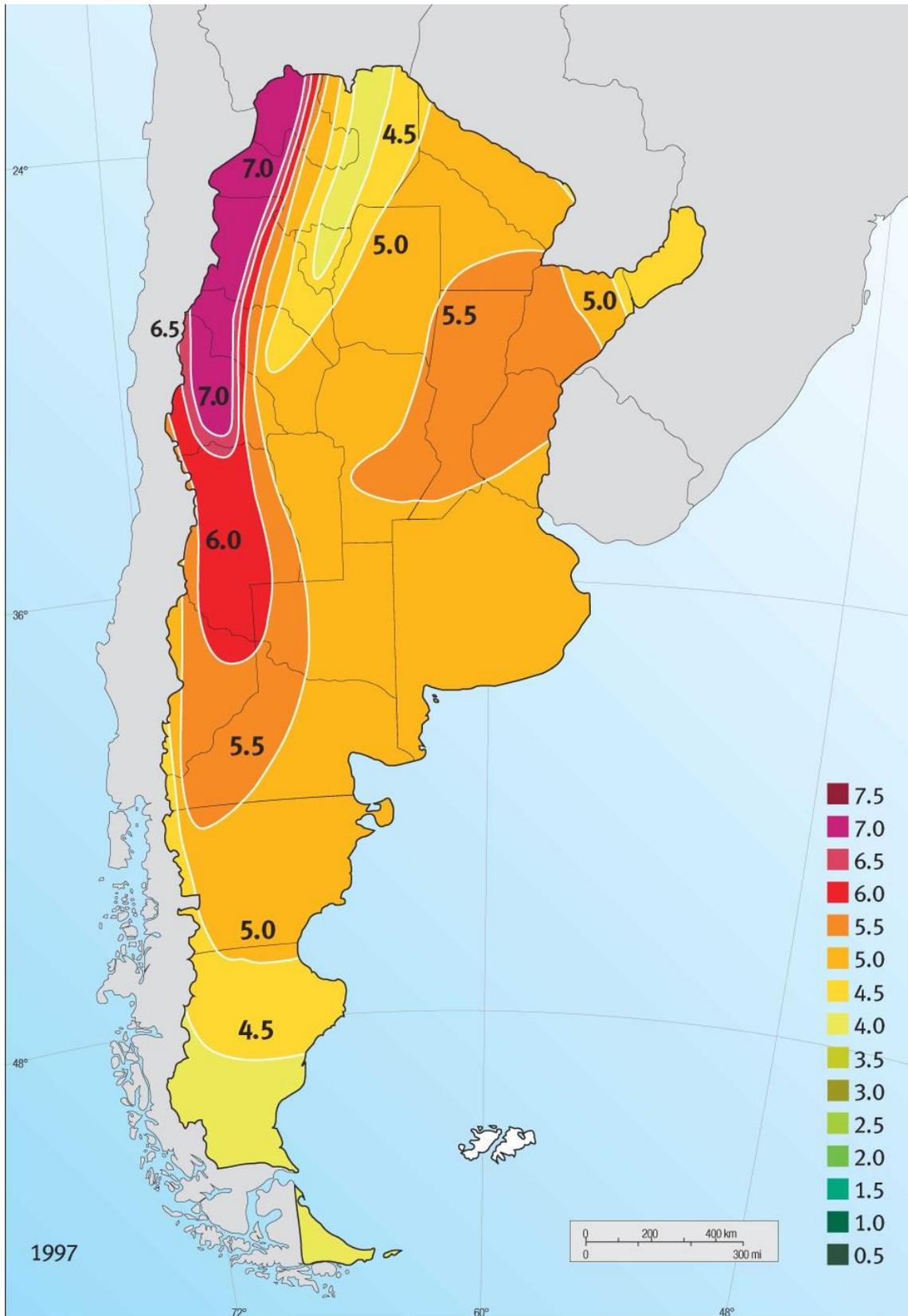


Figura 32 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de octubre.

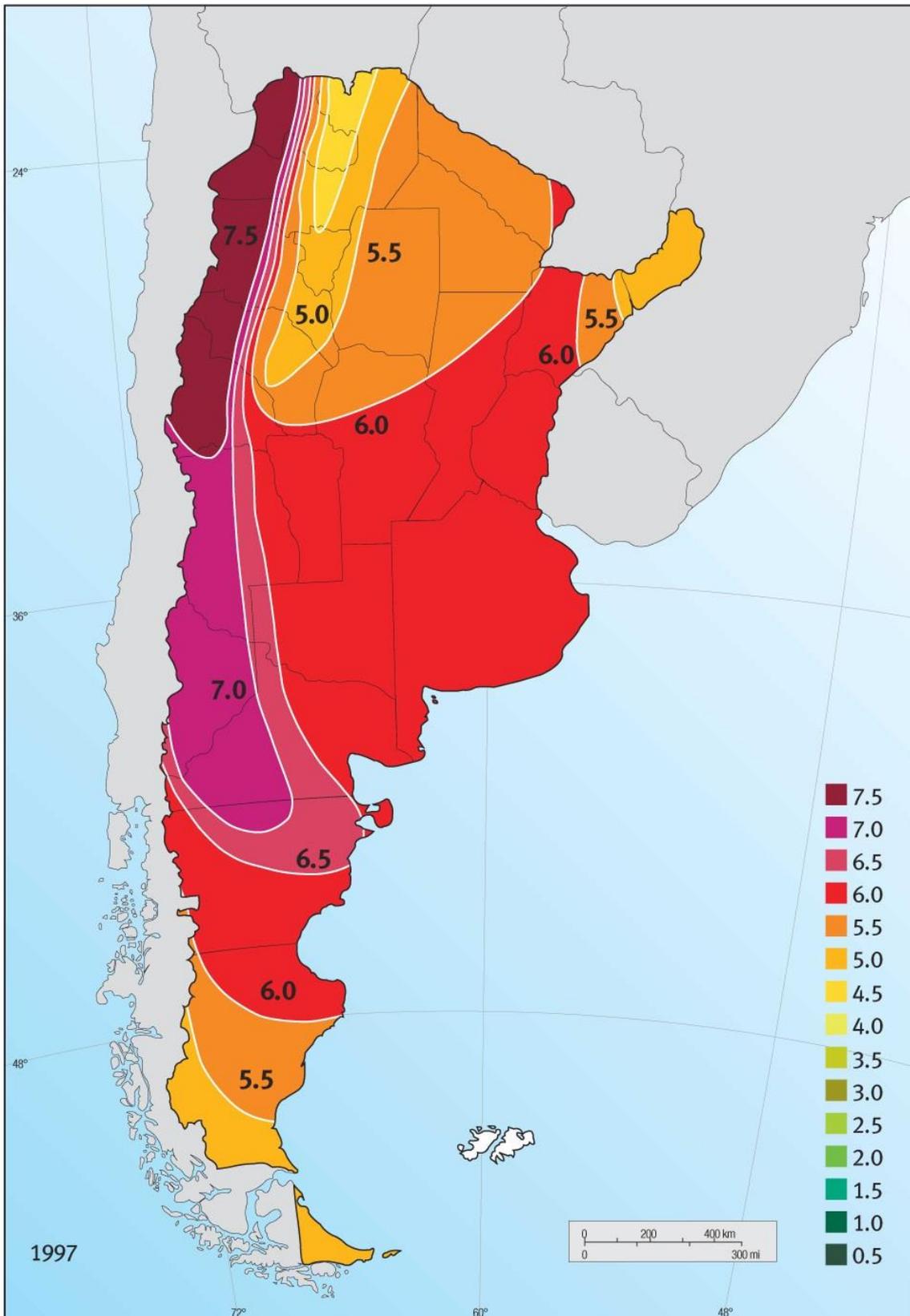


Figura 33 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de noviembre.

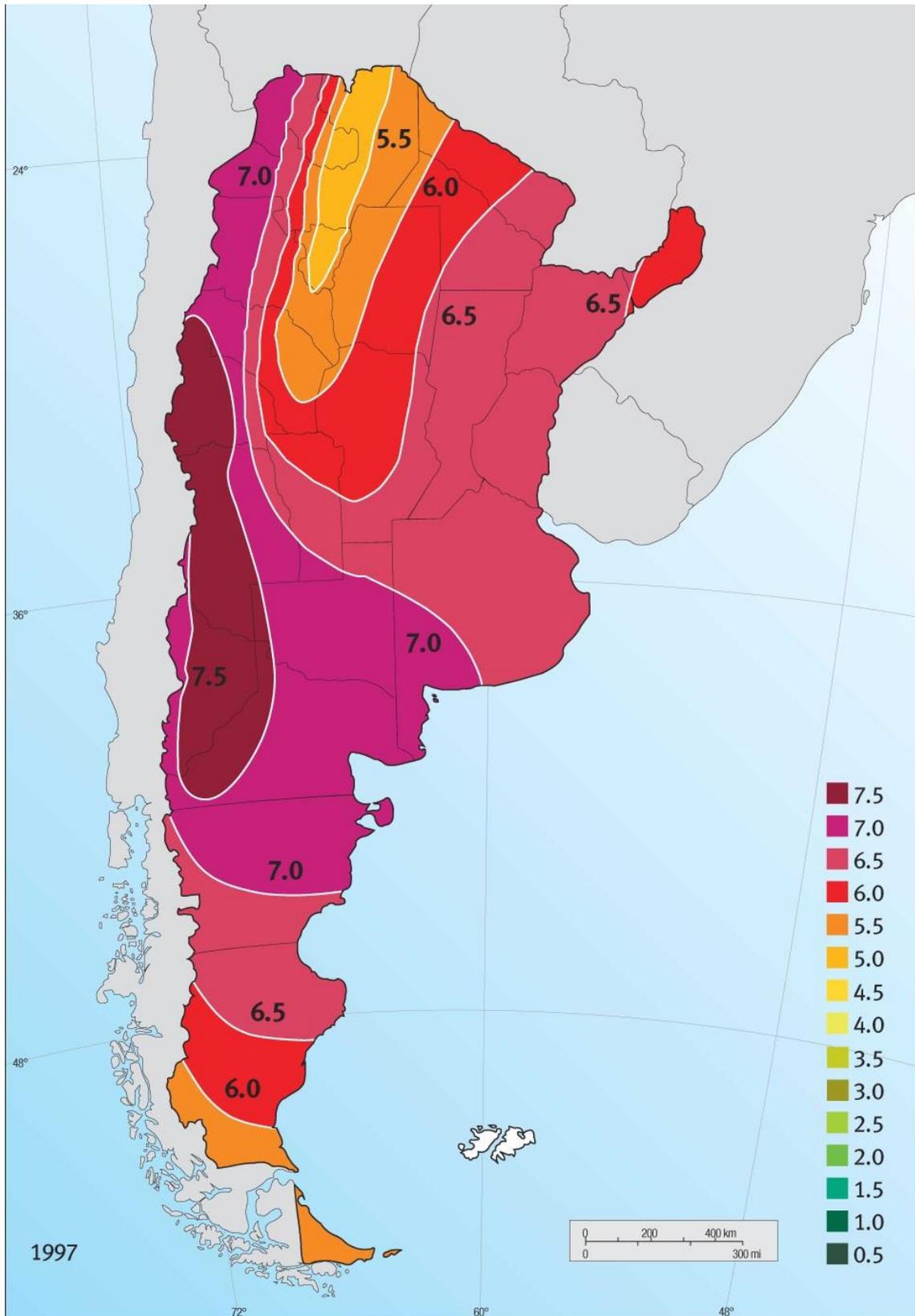


Figura 34 - Distribución espacial del promedio de la irradiación solar global diaria (kWh/m^2) correspondiente al mes de diciembre.

3.2 Parámetros en las zonas de estudio

Si bien el presente trabajo se centrará en el noroeste del país (Puna, Valle Central, noroeste de Salta y Jujuy) donde las condiciones son óptimas para el desarrollo

del sistema que se plantea y donde, a su vez, hay más poblaciones aisladas sin acceso a la red eléctrica, se presentan a modo de comparación los parámetros de interés para otras zonas del país a fines comparativos y de datos de partida para un posible estudio a futuro para la implementación de sistemas similares. [G]

3.2.1 Altiplano

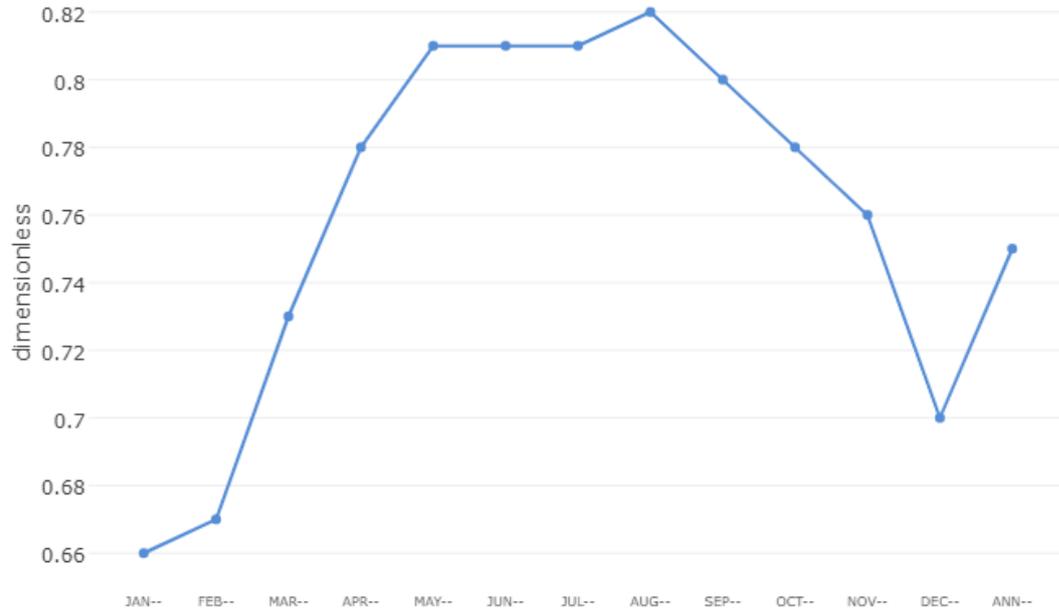


Figura 35 - Índice de claridad de insolación en cielo despejado Altiplano

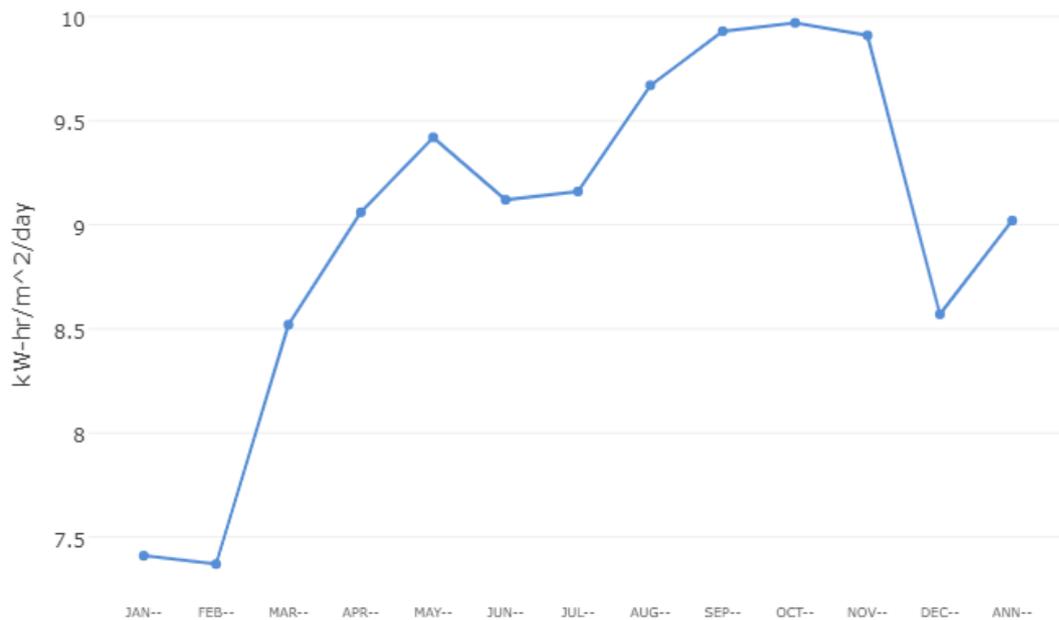


Figura 36 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado Altiplano

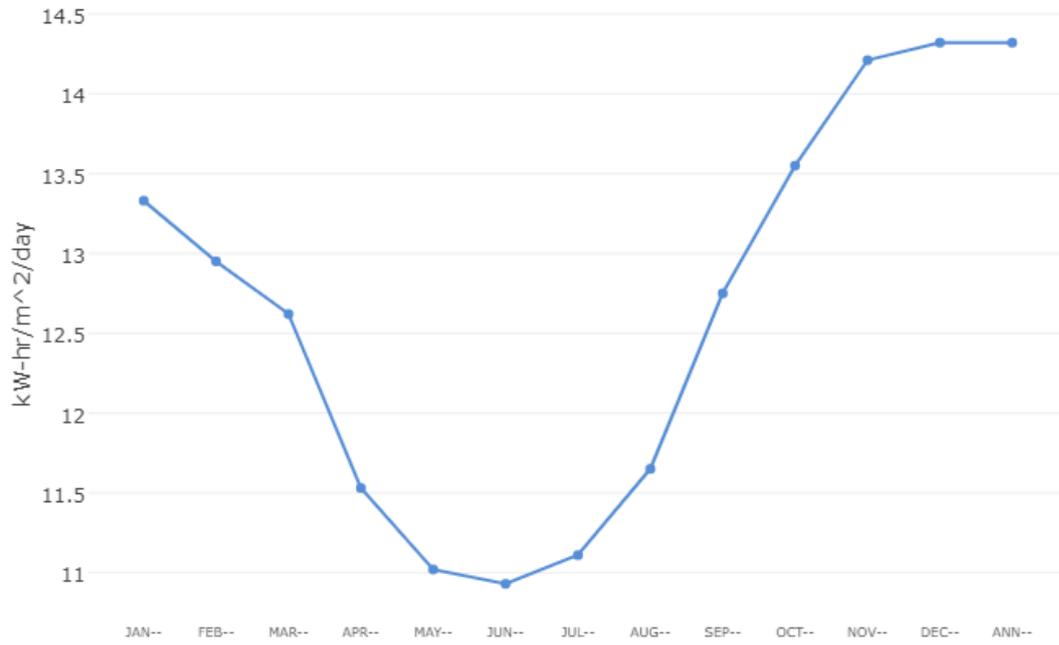


Figura 37 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado máxima Altiplano

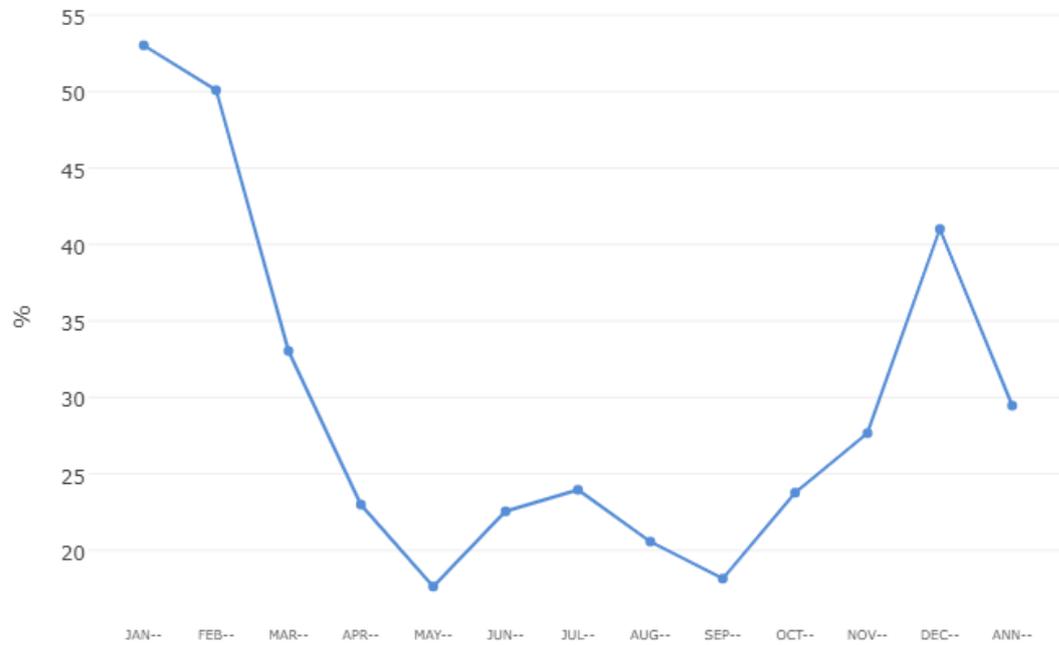


Figura 38 - Cubrimiento nuboso Altiplano

3.2.2 Valle central Catamarca

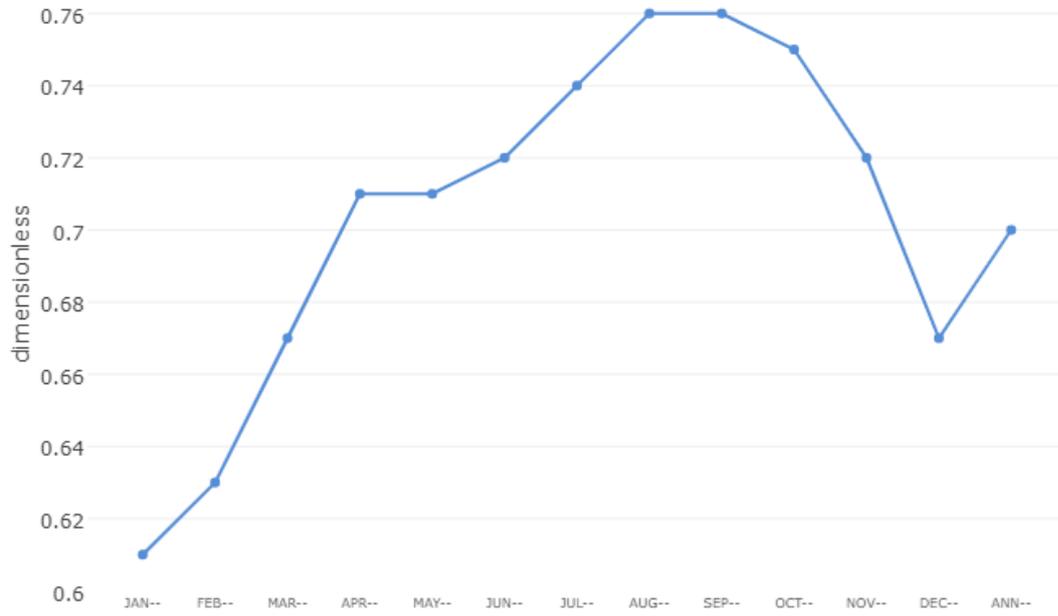


Figura 39 - Índice de claridad de insolación en cielo despejado Valle Cental

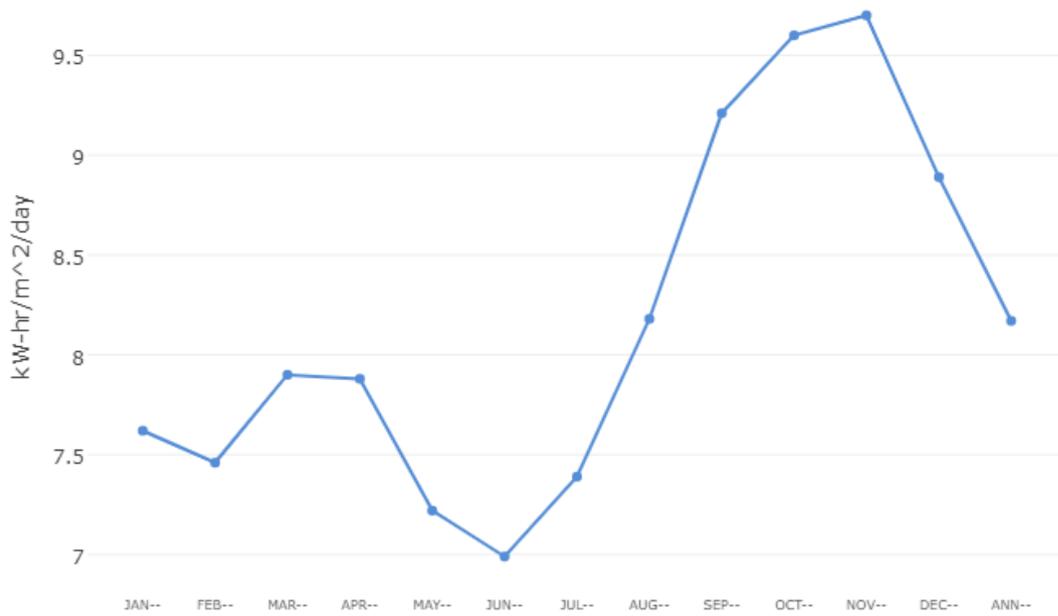


Figura 40 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado Valle Central



Figura 41 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado máxima Valle Central

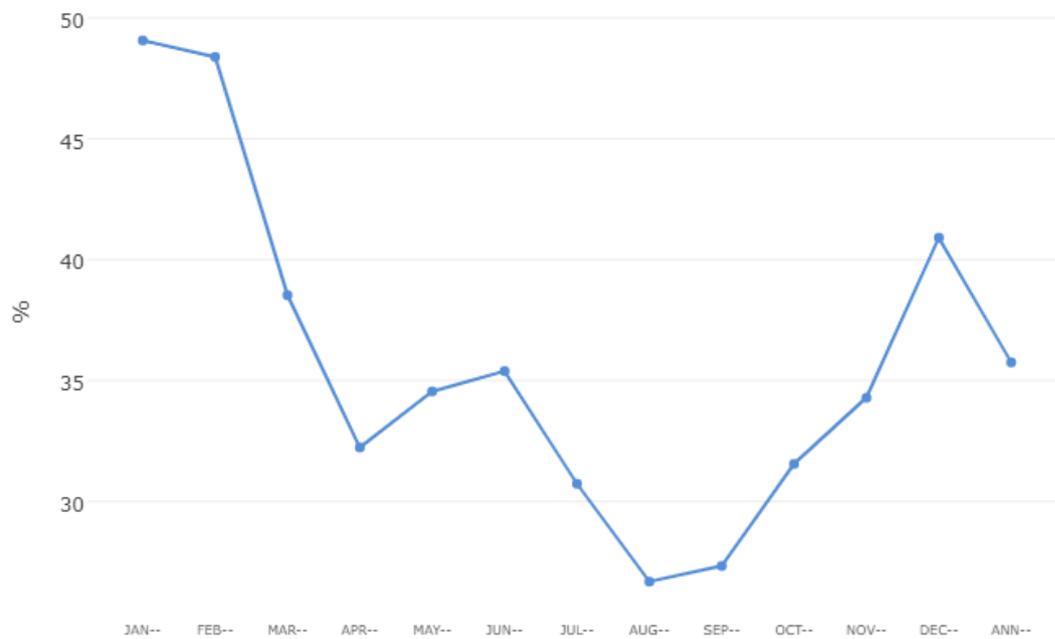


Figura 42 - Cubrimiento nuboso Valle Central

3.2.3 Chaco Central



Figura 43 - Índice de claridad de insolación en cielo despejado Chaco Central

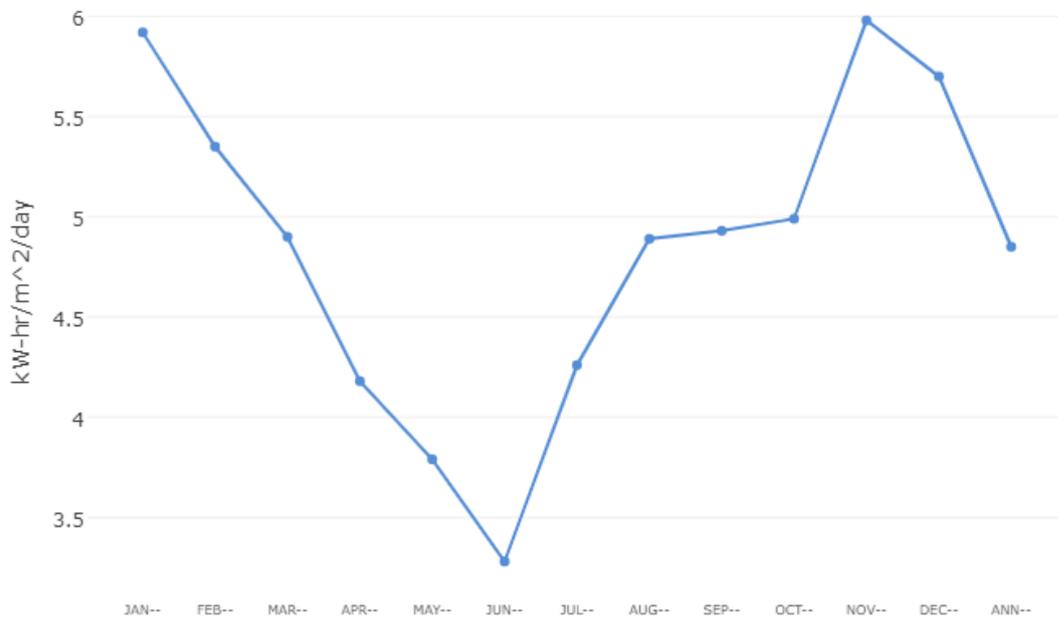


Figura 44 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado Chaco Central

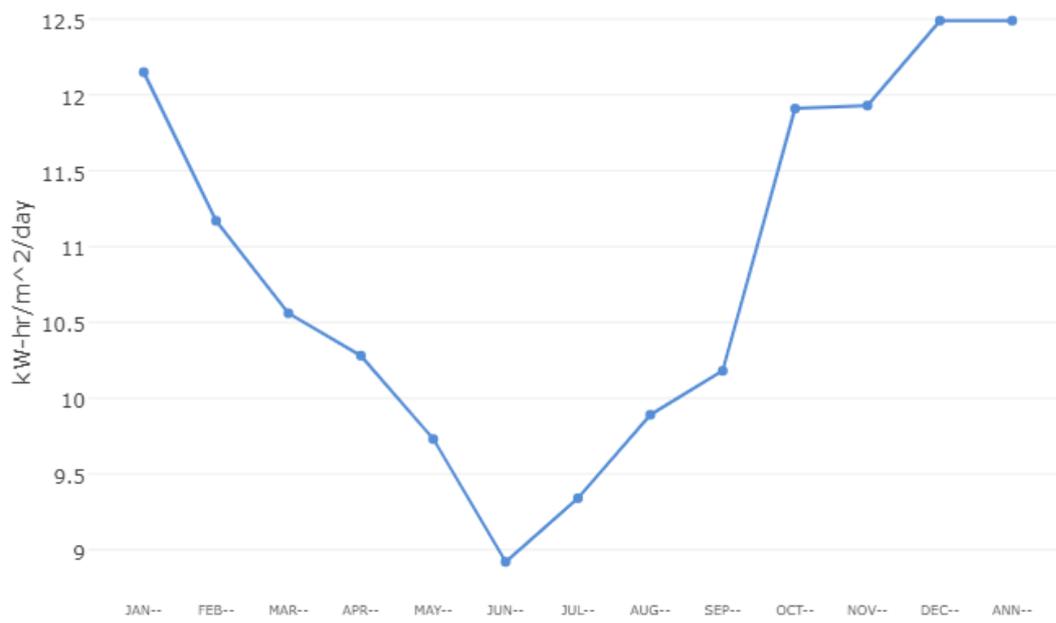


Figura 45 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado máxima Chaco Central



Figura 46 - Cubrimiento nuboso Chaco Central

3.2.4 Cordillera Mandolgue Neuquén



Figura 47 - Índice de claridad de insolación en cielo despejado Neuquén

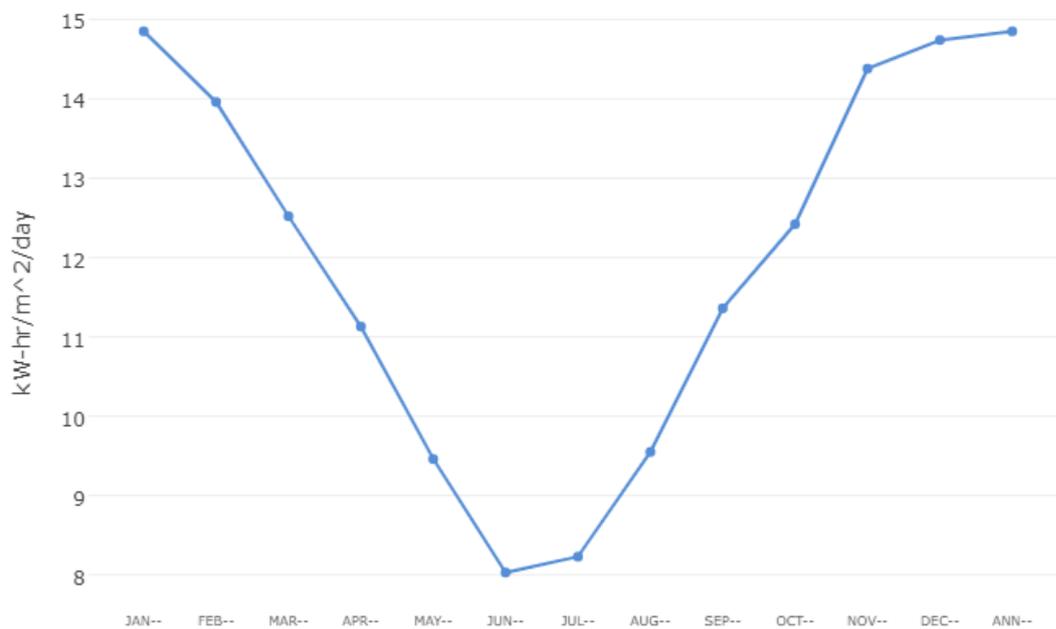


Figura 48 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado Neuquén

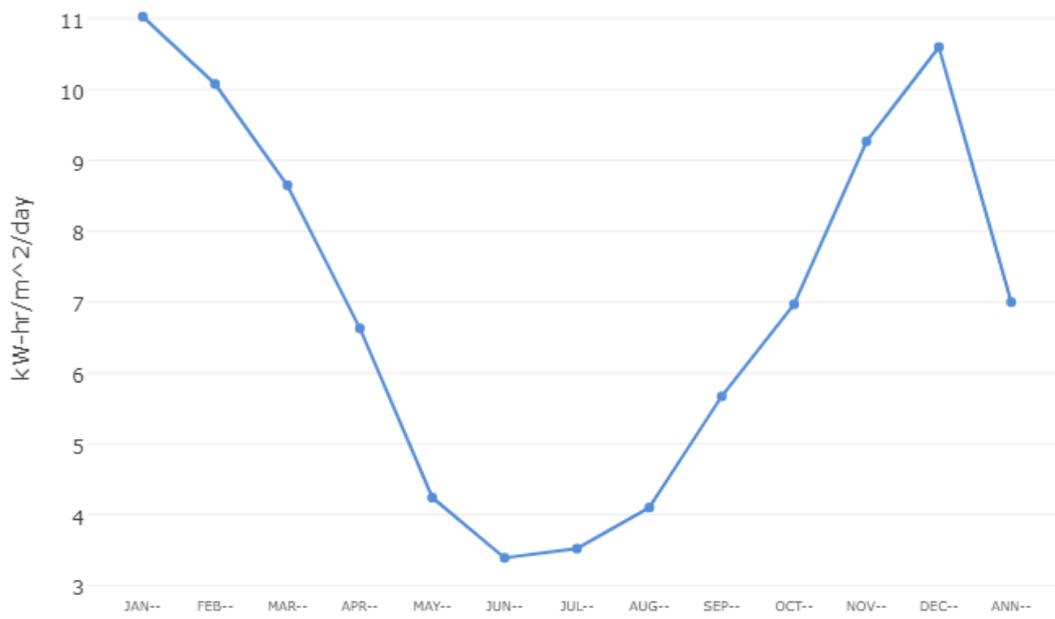


Figura 49 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado máxima Neuquén

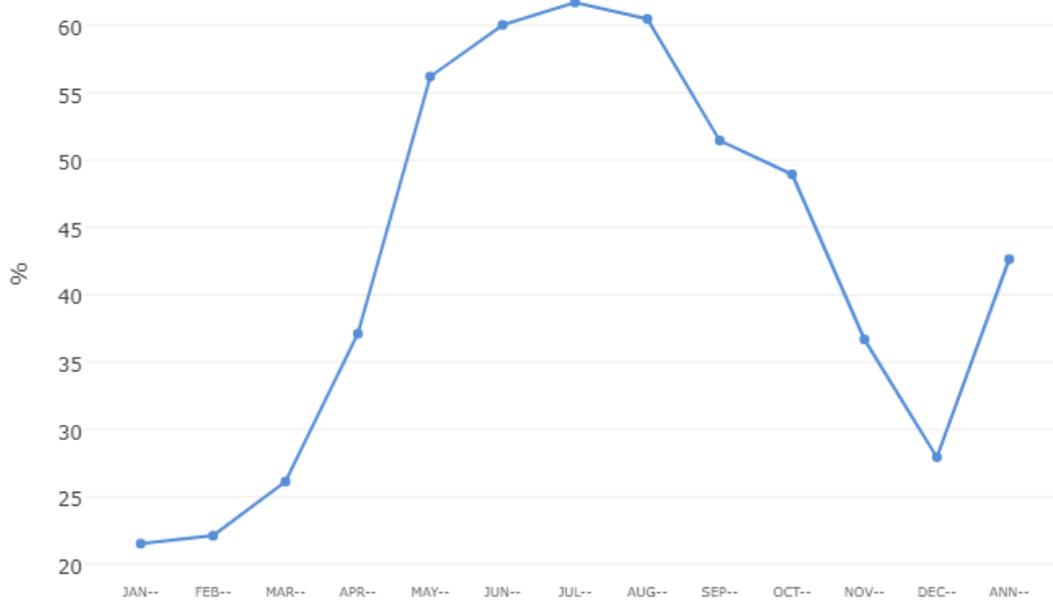


Figura 50 - Cubrimiento nuboso Neuquén

3.2.5 Litoral



Figura 51 - Índice de claridad de insolación en cielo despejado Litoral

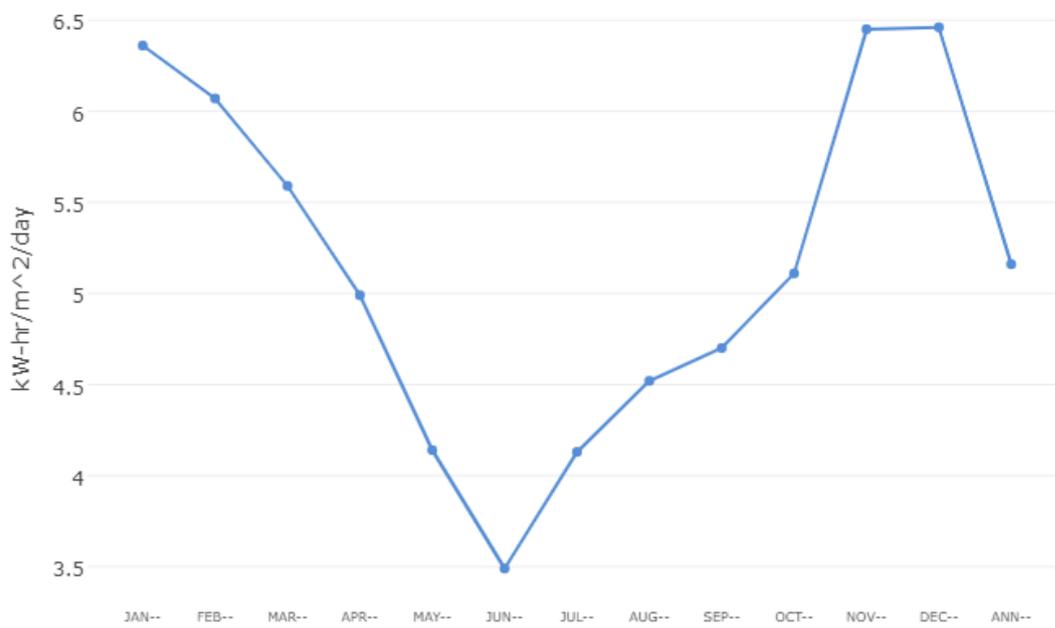


Figura 52 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado Litoral

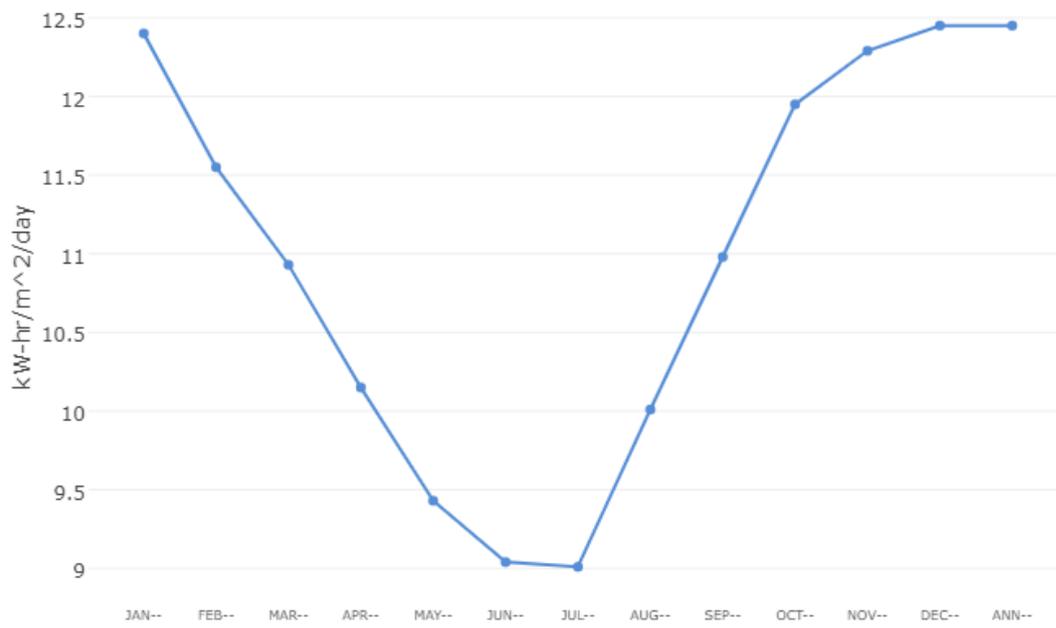


Figura 53 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado máxima Litoral

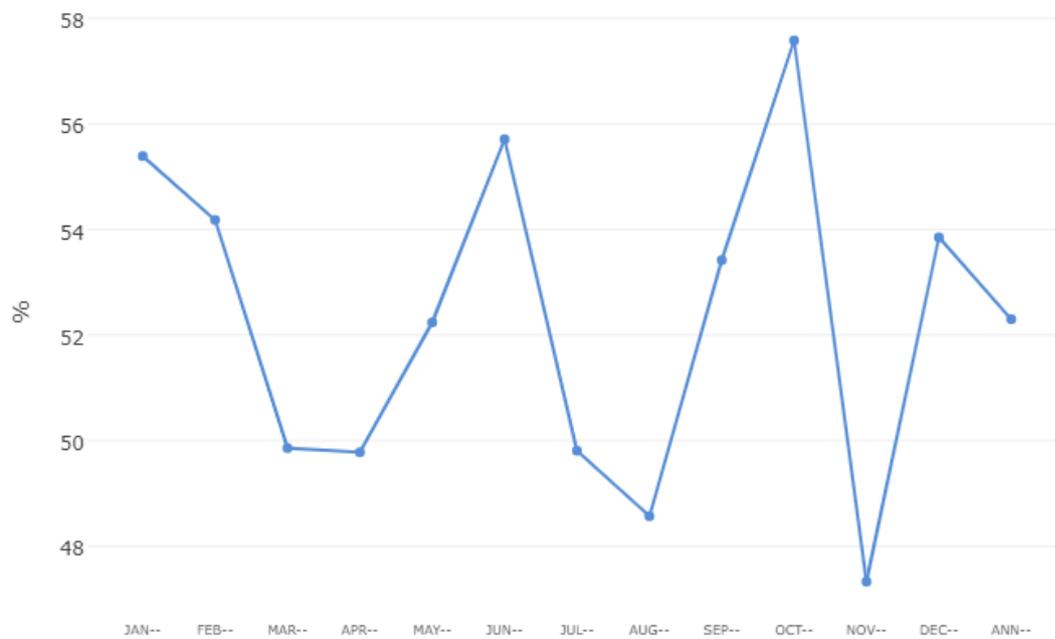


Figura 54 - Cubrimiento nuboso Litoral

3.2.6 Ushuaia



Figura 55 - Índice de claridad de insolación en cielo despejado Ushuaia

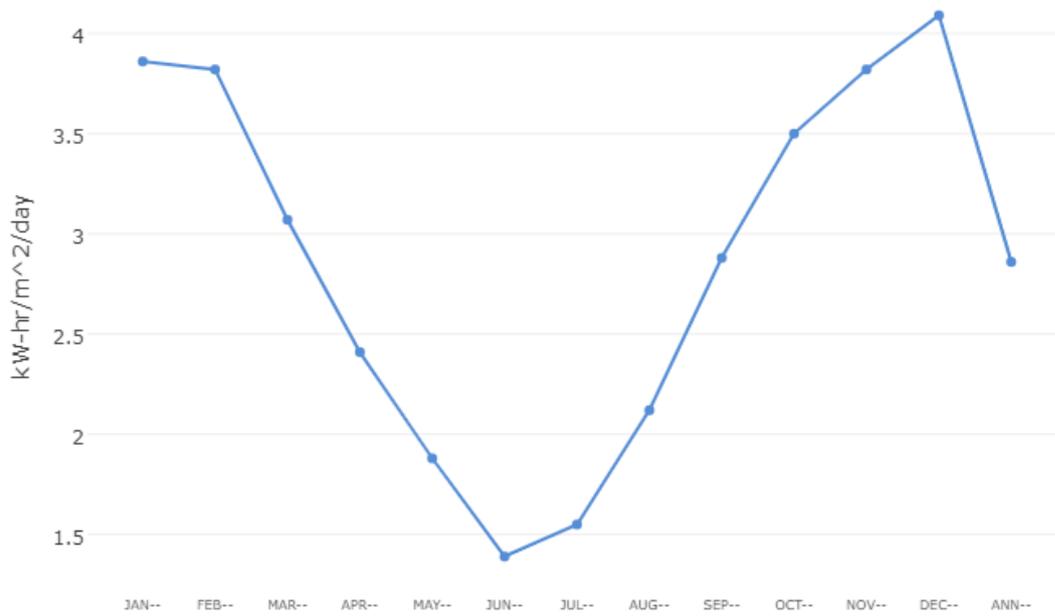


Figura 56 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado Ushuaia

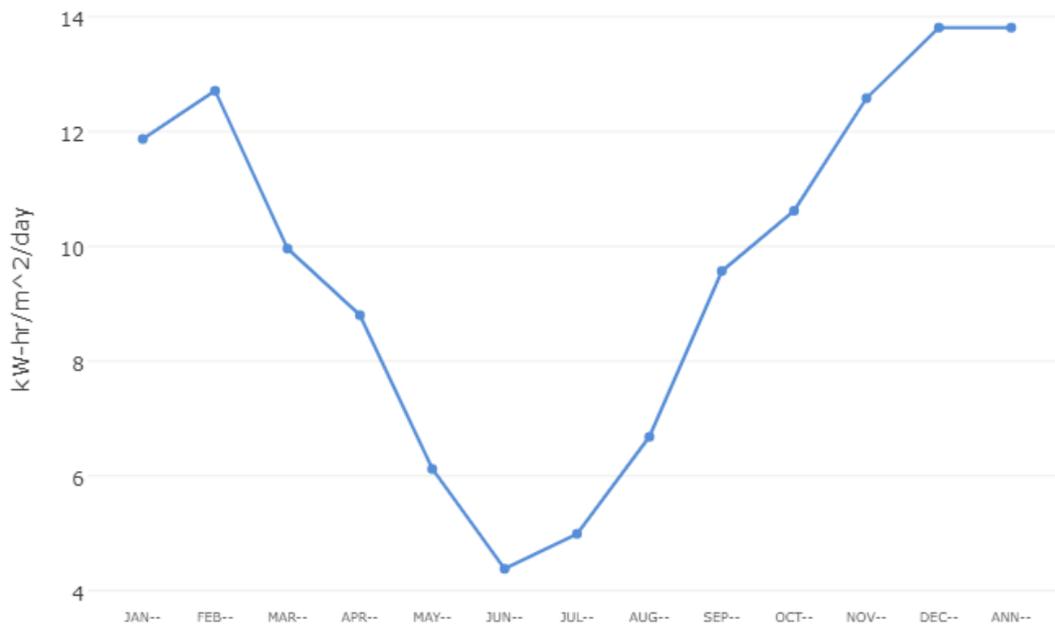


Figura 57 - Irradiancia directa normal descendente de onda corta en la superficie bajo cielo despejado máxima Ushuaia

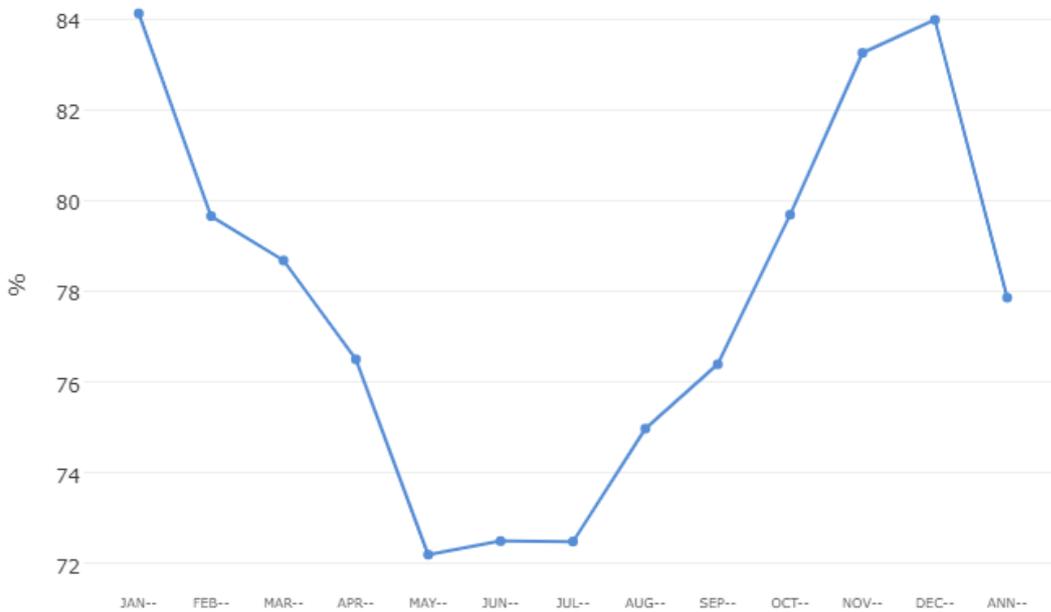


Figura 58 - Cubrimiento nuboso Ushuaia

3.3 Conclusiones

De todas las figuras y datos anteriores, se concluye que, para una operación anual, la zona del Altiplano (noroeste argentino, cubriendo gran parte de Salta y Jujuy) es el lugar óptimo para llevar a cabo este proyecto, aunque también tiene mucho potencial el Valle Central (Catamarca) para todo el año y un poco menos el litoral y el Chaco Central.

Es importante destacar el gran potencial que tiene la zona de Neuquén y Mendoza cercana a la cordillera en los meses de verano, aunque en los meses de otoño y verano no presenta características que permitan trabajar solo con generación solar.

Por último, y tal como era de esperarse, puede verse que Ushuaia en Tierra del Fuego presenta condiciones que hacen muy difícil o imposible depender de generación solar.

4. RESEÑA HISTÓRICA DEL MOTOR STIRLING

*Stirling's is a perfect engine,
and is the first perfect engine ever to be described.*⁹

Fleeming Jenkin

4.1 Contexto tecnológico

La historia del motor Stirling comienza a finales de la revolución industrial, y se encuentra enmarcada por la competencia entre este y las grandes protagonistas de la época: las máquinas de vapor.

La primera máquina de vapor de la que se tiene constancia, la *eolípila*¹⁰, fue la construida por el matemático e inventor helénico Herón de Alejandría¹¹ en el siglo I, y que consistía en una esfera metálica que contenía agua en su interior que era calentada desde el exterior generando vapor en el interior. El vapor así generado podía salir de la esfera por dos conductos diametralmente opuestos, generando una cupla que hacía girar la esfera sobre un eje fijo.



Figura 59 - Representación de la eolípila de Herón.

No obstante, la primera máquina de vapor de uso industrial es atribuida a Thomas Newcomen (1663 - 1729) y Thomas Savery (1650 - 1715), quienes construyeron una máquina de vapor destinada a bombear agua de minas inundadas en Inglaterra en el año 1712. Newcomen, citado a menudo como el padre de la revolución industrial, construyó varias máquinas de vapor de émbolo

⁹ "El de Stirling es un motor perfecto, y es el primer motor perfecto que se ha descrito."

¹⁰ Etimológicamente formado por "Aeolus," que hace referencia al dios del viento en la mitología griega, y "pila," que significa "bola" o "esfera."

¹¹ "Ἡρων ὁ Ἀλεξανδρεύς, en el griego original.

que, aun siendo una referencia en la época, tenían un rendimiento minúsculo y requerían de grandes cantidades de carbón para su funcionamiento.

Intentando reparar una máquina de vapor de Newcomen, el ingeniero e inventor escocés James Watt (1736 - 1819) descubrió la manera de hacerla más eficiente y comenzó a trabajar en una máquina de desarrollo propio que fuera capaz de mejorar las prestaciones de la máquina de Newcomen. En 1776 Watt presenta su máquina, que presentaba importantes mejoras con respecto a la máquina de Newcomen. En primer lugar, Watt había notado que la máquina de Newcomen desperdiciaba gran cantidad de energía enfriando y calentando repetidamente el cilindro, por lo que su nueva máquina utilizaba cilindros separados, mejorando así el rendimiento de la máquina y la potencia obtenida. En segundo lugar, Watt diseñó un mecanismo biela-manivela que permitía convertir el movimiento alternativo de los pistones en movimiento rotativo, mucho más versátil para su uso en aplicaciones industriales. Finalmente, tal vez el aporte más importante de Watt en el campo de las máquinas de vapor fue su famoso regulador centrífugo, que permitía a las máquinas de vapor funcionar en condiciones de seguridad y mantener una velocidad casi constante.

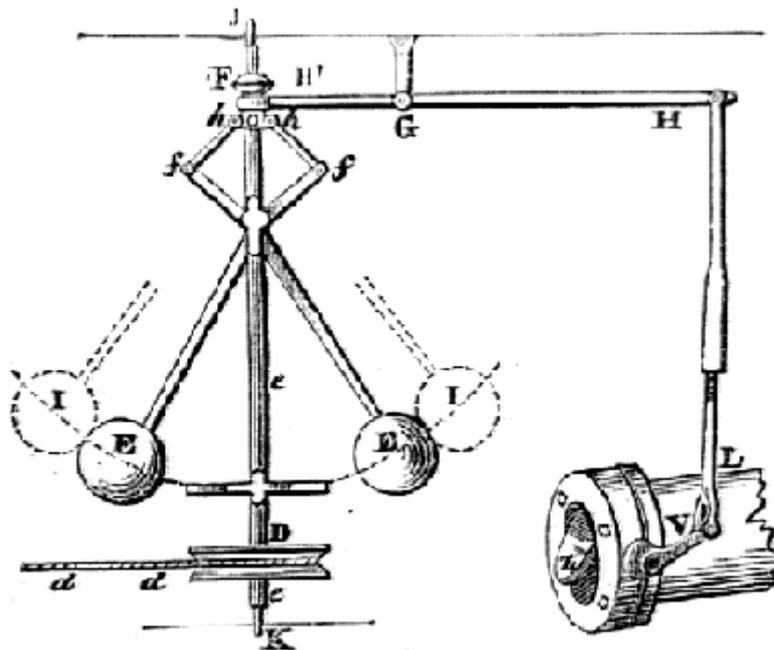


Figura 60 - Regulador centrífugo de Watt

Las máquinas de vapor estaban en auge y muchos ingenieros, inventores y emprendedores se abocaban al mejoramiento de las máquinas ya existentes y al desarrollo de las propias. Un ejemplo notable fue el ingeniero John Smeaton (1724 - 1792), uno de los más prestigiosos del Reino Unido, quien, paralelamente a Watt, trabajó en una mejora de la máquina de Newcomen.

Aun así, a finales del siglo XVIII eran habituales los accidentes mortales provocados por explosiones de las máquinas de vapor, que trabajaban a presiones cada vez mayores para generar más potencia.

Un temprano antecedente al motor Stirling data de 1807, cuando Sir George Cayley (1773 - 1857) publicó en Inglaterra la descripción y los dibujos

constructivos de lo que llamó “máquina calórica”. Sin embargo, esta máquina solo quedó en el papel y nunca fue construida, pero la idea sirvió de estímulo para muchos ingenieros para continuarla y mejorarla.

4.2 Robert Stirling

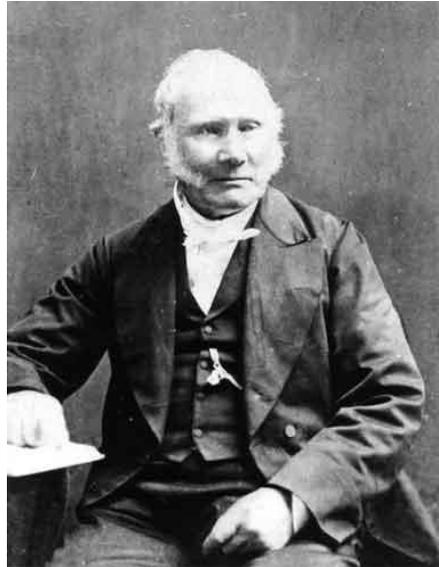


Figura 61 - Rev. Robert Stirling

Robert Stirling nació en 1790 en Fatal Fields, cerca de Methven, Perthshire, Escocia, tercero de los ocho hijos de un patrimonio de granjeros, Patrick y Agnes Stirling, miembros de la rama Dublane de la conocida familia Stirling. Su abuelo, Michael Stirling, fue conocido por desarrollar una trilladora rotativa en 1758 que fue usada por cuarenta años para procesar todo el maíz en su granja en Gateside [19]. Su padre, Patrick, también pasaba tiempo experimentando e innovando con maquinaria agrícola industrial.

Aunque Robert, al igual que su padre y su abuelo, tenía una inclinación natural por la ingeniería, comenzó a asistir a la Universidad de Edimburgo en 1805, a la edad de quince años, para estudiar teología con el objetivo de convertirse en ministro. En su segundo año en la universidad tendría como profesor de matemáticas a John Leslie (1766 - 1832), conocido por sus estudios sobre el calor. Su hermano James (1799 - 1886), quien jugaría un importante rol en los futuros desarrollos tecnológicos de Robert, también comenzaría sus estudios en la Universidad de Edimburgo a los 14 años. En noviembre de 1809 Robert se trasladaría a la Universidad de Glasgow para continuar sus estudios y, finalmente, retornaría a Edimburgo en 1814 donde finalizaría sus estudios.

En 1816 el Presbiterio de Dumbarton licenció a Stirling para predicar en la Iglesia de Escocia. En septiembre de ese mismo año, el comisionado del duque de Portland le otorgó el título de ministro como segundo encargo para la parroquia de Laigh Kirk en Kilmarnock. Finalmente, en febrero de 1824, Stirling fue nombrado ministro de la cercana Iglesia Parroquial de Galston, donde continuó su ministerio hasta 1878 [19]. Pero su ministerio no acallaría su pasión por la mecánica: Robert era conocido por mantener un taller y un interés continuo en la maquinaria. De hecho, incluso más tarde en su carrera “a veces sorprendía a

sus vecinos a medianoche por el martilleo que resonaba desde el yunque en su pequeña herrería”¹².

1816 es considerado como el “año sin verano”, tras de la enorme erupción del Monte Tambora el año anterior. Tal vez el mal tiempo animó a Stirling a pasar más tiempo en el horno de su herrería: a finales de ese año, solicitó su ya famosa patente (N° 4081) para un “Economizador”, donde hablaba de varias formas de intercambio de calor [140].

En julio de 1819, Robert Stirling se casó con Jane Rankine con quien tuvo cinco hijos y dos hijas [19].

El 11 de enero de 1840, Stirling recibió el título de Doctor en Divinidad de la Universidad de St. Andrews por su excelencia en el ministerio.

El 3 de octubre de 2014, Stirling fue admitido en el Salón de la Fama de la Ingeniería Escocesa [R], uniéndose a ingenieros sobresalientes como James Watt, Thomas Telford, J. W. Macquorn Rankine y a físicos como William Thomson (Lord Kelvin) y James Clerk Maxwell.

Robert Stirling falleció en Galston, East Ayrshire, el 6 de junio de 1878, a los 88 años. Se encuentra enterrado en el Cementerio de Galston, donde se erigió una nueva lápida en diciembre de 2014 en sustitución de la original, que estaba en estado ruinoso [S].



Figura 62 – Tumba de Robert Stirling

¹² Fasti Ecclesiae Scoticanæ, Ed. Hew Scott, vol. 3, p 40, Oliver & Boyd, Edinburgh, 1920

4.3 El motor Stirling

4.3.1 La patente de 1816

El 27 de septiembre de 1816, a la edad de 26 años, Robert Stirling solicita en Edimburgo, Escocia, la patente N° 4081 titulada “*Mejoras para disminuir el consumo de combustible y en particular un motor capaz de ser aplicado al movimiento de maquinaria con base a un principio completamente nuevo*”¹³. La pieza clave del invento fue un intercambiador de calor, llamado en ese momento “economizador” (más tarde se cambiaría ese nombre a “regenerador”, quizás por influencia de John Ericsson). [140]

4.3.1.1 El economizador

Stirling sugirió que una versión del economizador podría consistir en dos canales (pasajes) paralelos en contacto. El fluido caliente pasa por un canal y se enfría al hacerlo; el fluido frío pasa en la dirección opuesta por el otro canal, calentándose.

La función de esta invención era almacenar y liberar calor como aire circulante a través de sus mecanismos. Esto difería sustancialmente de la mayoría de las máquinas de calor que usaban vapor como método para almacenar y liberar energía.

“Todas mis mejoras para disminuir el consumo de combustible consisten en las diferentes formas o modificaciones de un nuevo método, artilugio o arreglo mecánico para calentar y enfriar líquidos, aires o gases y otros cuerpos mediante el cual el calor del artilugio se extrae de una porción de dichos líquidos, aires y otros cuerpos y se comunica a otra porción con muy poca pérdida; de modo que en todos los casos en que se requiere una sucesión constante de líquidos calentados u otros cuerpos, la cantidad de combustible necesaria para mantenerlo o abastecerlo se ve grandemente disminuida por este artefacto.

La primera modificación de dicho artilugio o arreglo se describe a continuación:

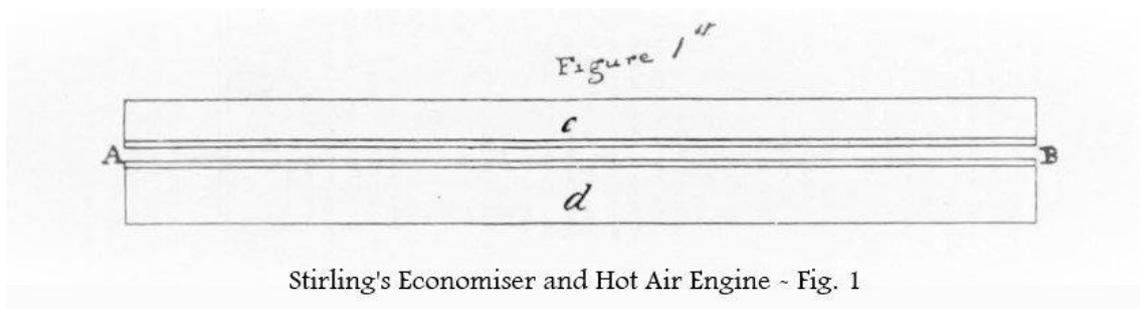


Figura 63 – El economizador según la patente del Rev. Stirling

La sección AB de la Fig. 1¹⁴ es un tubo, canal o pasaje formado de metal, piedra, ladrillos u otros materiales según las circunstancias, es decir, según las agencias químicas de los cuerpos a calentar o enfriar y el grado de calor en dichos cuerpos. El líquido caliente, el gas o el cuerpo a enfriar se hace entrar por cualquier medio en el pasaje en A y pasar a su otro extremo B.

¹³ *Improvements for diminishing the consumption of fuel and in particular an engine capable of being applied to the moving machinery on a principle entirely new.*

¹⁴ [Figura 63.](#)

En su progreso, emite su calor a los lados del pasaje o a cualquier cuerpo contenido en él y lo emite a B a casi la temperatura original del pasaje.

De esta manera la extremidad en A y una porción considerable del pasaje se calienta casi a la temperatura del líquido caliente mientras que la extremidad B aun retiene prácticamente su temperatura original. Cuando la temperatura del pasaje en B se ha elevado unos grados, el movimiento del fluido de A a B se detiene y a una parte del fluido que debe calentarse y que se supone que está unos grados más fría que la extremidad del pasaje en B se la hace atravesar el mismo paso en dirección contraria, es decir, de B a A; por lo que recibe calor de los lados del pasaje o de otros cuerpos contenidos en él y se emite en A a la misma temperatura con el fluido que se va a enfriar. Cuando la temperatura del pasaje en A se ha reducido unos pocos grados, el proceso se detiene de nuevo y una parte del fluido a enfriar se hace pasar de A a B y así sucesivamente.

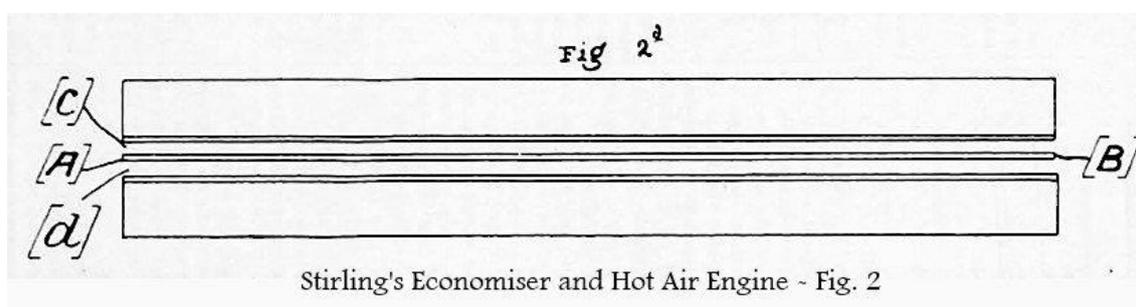


Figura 64 – Economizador del motor de aire caliente

La segunda modificación de cualquier aparato o disposición consiste en interponer una placa delgada de metal u otros materiales, según las circunstancias, entre dos corrientes de gas o vapor líquido que se hacen correr en direcciones opuestas.

La sección AB de la Fig. 2¹⁵ representa tal placa y c y d [son] dos pasajes entre los cuales se interpone. Al fluido a enfriar se lo hace pasar por el pasaje d de A a B y al fluido a calentar se lo hace atravesar el pasaje c de B a A.

En la construcción del pasaje tanto en la modificación de mi aparato para calentar y enfriar líquidos como en otros cuerpos observo las siguientes reglas:

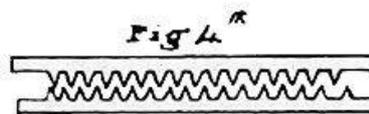
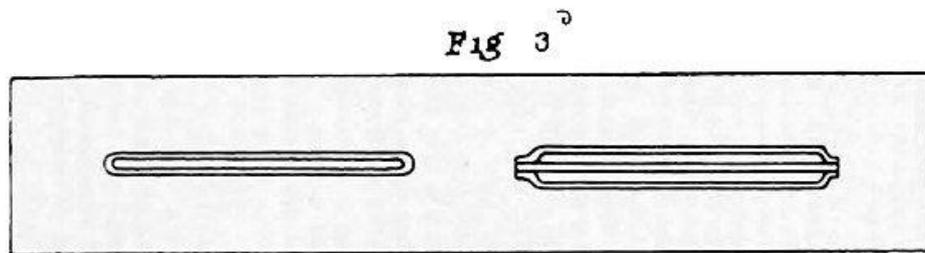
- 1. Cuando el pasaje está hecho de metal o de cualquier otra sustancia que conduzca o transmita calor fácilmente, hago que el metal u otra sustancia sea lo más delgado posible para evitar que el calor se transmita de esta manera desde la extremidad caliente a la fría del pasaje.*
- 2. Los líquidos y los aires que son conductores muy imperfectos del calor hacen que los pasajes sean muy estrechos (al menos en una dirección) en proporción a su longitud, con el fin de calentar y enfriar más completamente los líquidos o los aires que pasan a través de ellos.*
- 3. Cuando el pasaje no se puede hacer suficientemente estrecho, hago sus lados dentados o ásperos por cuerpos salientes de ellos como se representa en la Fig. 4¹⁶ o adopto cualquier método similar para*

¹⁵ [Figura 64.](#)

¹⁶ [Figura 65.](#)

promover los movimientos internos de los fluidos y la comunicación fácil de calor a ellos o al pasaje.

- 4. Cuando la anchura del pasaje no se puede disminuir lo suficiente, aumento su longitud para alcanzar el mismo extremo. La forma y la construcción de los tubos, pasajes y placas tanto en las modificaciones de mi invento o arreglo general pueden variar según las circunstancias; pero el beneficio que se deriva de este invento surge de los fluidos y otros cuerpos a calentar y de los que se van a enfriar para que se muevan en direcciones opuestas y es para la invención o mejora de este arreglo que he solicitado y obtenido la Carta Patente de Su Majestad.”*



Stirling's Economiser and Hot Air Engine ~ Fig. 3 and 4

Figura 65 – Economizador y motor de aire caliente

4.3.1.2 El motor

En cuanto al motor propiamente dicho, este primer motor Stirling era monocilíndrico y podía desarrollar una potencia de aproximadamente 1 kW con aire a presión media atmosférica y 28 rpm [73]. Esta máquina presentaba dos importantísimas ventajas frente a las máquinas de vapor: presentaba un rendimiento superior debido al regenerador y, sobre todo, era mucho más segura al trabajar a presión atmosférica.

Hoy por hoy el motor de combustión interna que utiliza nafta, diesel, gas o algún combustible inflamable es conocido prácticamente por cualquier persona. Estos motores son producto de la segunda mitad del siglo XIX. Cuando el gas caliente ha hecho su trabajo en el pistón es expulsado como escape y el pistón puede moverse relativamente sin obstáculos. La máquina de vapor es una máquina de combustión externa en la que el fluido de trabajo, el vapor, pasa a través de la máquina y luego se escapa. El motor Stirling era un invento radicalmente nuevo, diferente de cualquiera de ellos. Es un motor en el que el gas de trabajo está sellado en el pistón y funciona entre un “depósito” o “extremo” caliente y uno frío.

La versión de 1816 del motor muestra por qué la idea original era el desarrollo del intercambio de calor.

La [Figura 66](#) es una reproducción de una parte de la figura de Stirling que muestra un motor estacionario completo, accionando un eje y un volante "para mover

maquinaria". El cilindro contiene dos partes móviles independientes: el pistón de potencia de ajuste hermético y un émbolo de ajuste suelto.

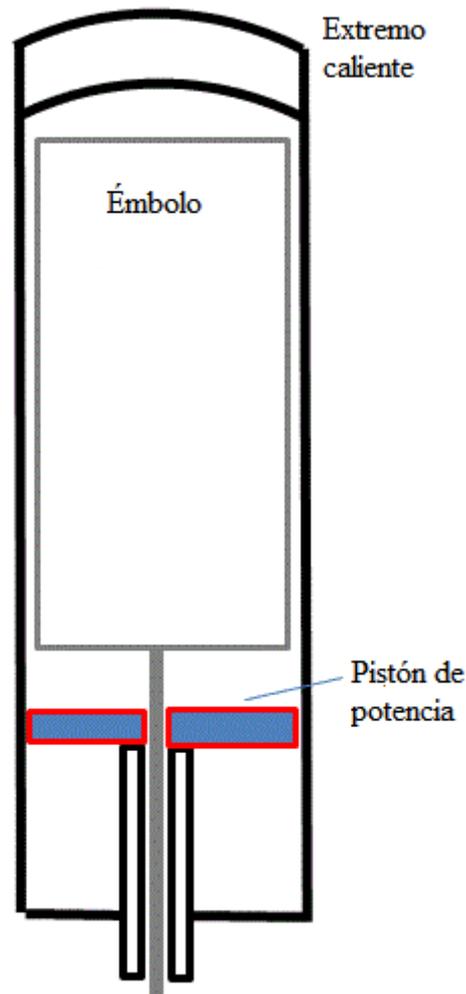


Figura 66 – Cilindro del motor Stirling original

La parte superior del cilindro está caliente mientras que el pie se enfría por aire o agua. El émbolo es el intercambiador de calor. En el concepto original de Stirling, el émbolo era de chapa de hierro, por lo que se calentaba y transfería el calor rápidamente. Cuando el espacio inferior está cerca de su mayor y más frío, el émbolo baja, moviendo el aire hacia arriba por sus lados y recalentándolo debido al gradiente de temperatura en toda su longitud. Por lo tanto, el aire llega a la parte superior y necesita menos calor del que necesitaría si se inyectara frío del exterior. Cuando el émbolo se eleva, empuja aire caliente por sus lados hacia el espacio de potencia, recalentándolo en el proceso. Así que durante el ciclo el émbolo actúa como un intercambiador de calor, sin perder energía hacia el exterior. El proceso puede compararse con una esponja de calor que alternativamente absorbe y libera energía térmica. A esta acción del émbolo Stirling la llamó "regeneración". Una característica del diseño original de Stirling es que el pistón de potencia está separado del calor del lado caliente por el émbolo. Es alimentado por gas caliente, pero no necesita aros de pistón que tengan que mantener las paredes de los cilindros a la temperatura del lado caliente.

En su patente, Stirling describe el uso del regenerador (economizador) para un motor de aire, pero también para otras aplicaciones, como hornos, para el ahorro de combustible en cervecerías, destilerías, tintorerías, etc. Aquí se reproduce solo la aplicación al motor de aire caliente. [140]

“Habiendo descrito y comprobado así la naturaleza de mi Invención, describiré ahora [...] mi motor para mover maquinaria, y lo que sigue es una descripción general de la forma en que se realiza.

Empleo la expansión y contracción (o cualquiera de ellas) del aire atmosférico o de cualquiera de los gases permanentes por calor y frío para comunicar movimiento a un pistón u otro artefacto similar

Para producir esta expansión y contracción hago que el aire pase de una parte fría a una parte caliente del motor y lo contrario alternativamente en el mismo pasaje de la manera descrita en la explicación de la Fig. 1, o en diferentes pasajes como se describe en la Fig. 2¹⁷.

Aplico fuego a la parte más caliente del motor, con el fin de suministrar el calor residual ocasionado por su transmisión de las partes calientes a las frías por la potencia radiante y conductora de los materiales de los que están formados, por el cambio de capacidad de calor que sufre el aire por condensación y rarefacción, y por la imposibilidad de transferir la totalidad del calor del aire a los pasillos y por el contrario, y aplico un chorro de aire frío o de agua a la parte más fría del motor para arrastrar dicho calor residual.

Los pasajes están, por supuesto, calientes en un extremo y fríos en el otro, y al pasar a través de ellos el aire se calienta y se enfría alternativamente o se expande y contrae.

La siguiente es una descripción particular de esa forma de mi motor que considero la mejor.

¹⁷ [Figura 64.](#)

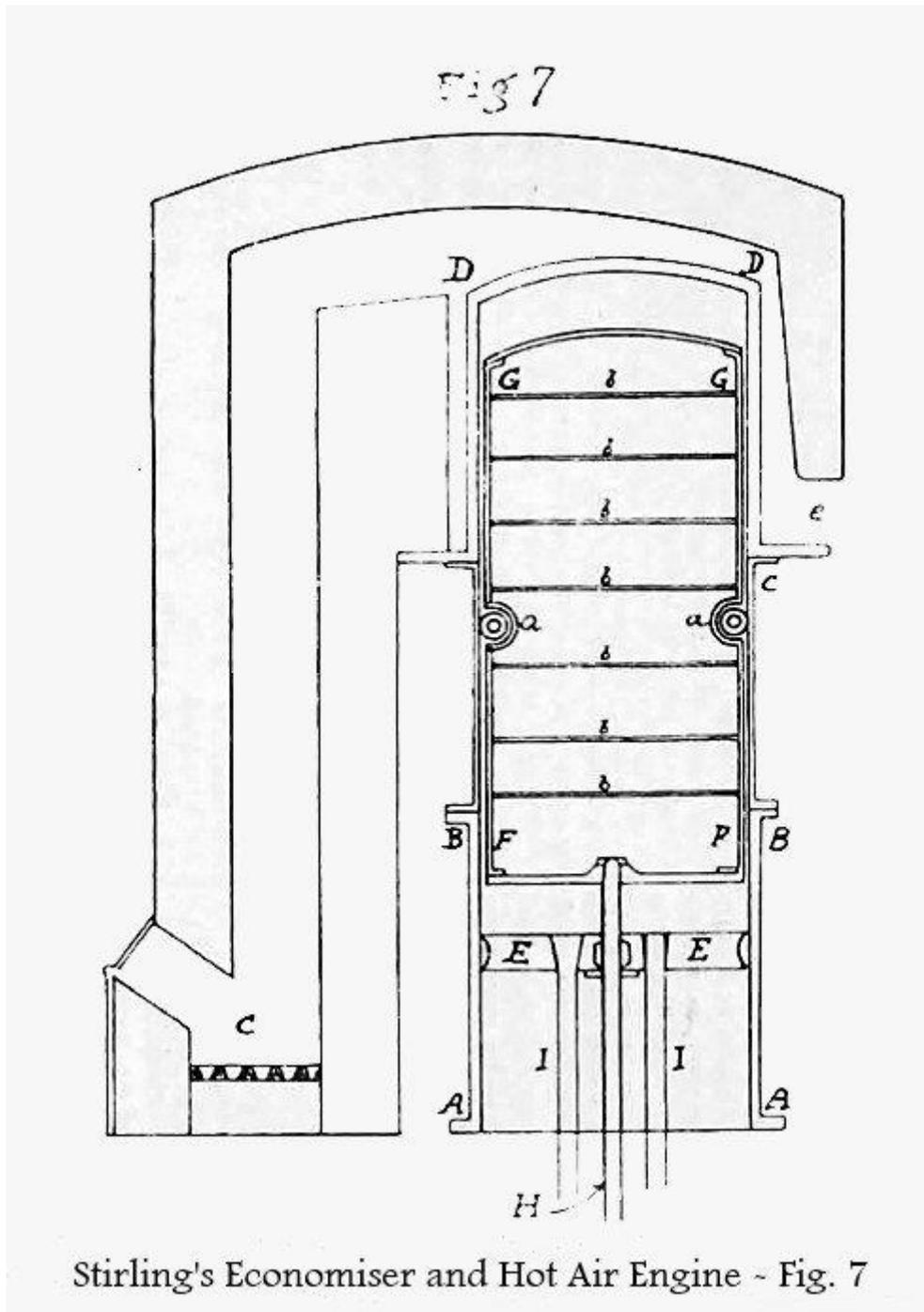


Figura 67 – Detalle del cilindro del motor Stirling de 1816

La sección AADD de la Fig. 7¹⁸ representa un cilindro compuesto de tres partes unidas con precisión por remaches o tornillos y selladas herméticamente por martilleo o soldadura de las uniones.

La parte AB está formada de hierro fundido y perforada con precisión, la parte BC está hecha de chapa o hierro fundido lo más delgada posible (como una décima de pulgada), y la parte CD es de chapa o hierro fundido.

¹⁸ [Figura 67.](#)

A este cilindro se le monta un pistón EE que se hace hermético de la manera habitual, y que está provisto de vástagos II para comunicar su movimiento.

FFGG es un cilindro hueco, también lo más delgado posible, hecho de chapa recubierta con finas placas de latón pulido o plata para evitar la radiación y dividido en compartimentos por placas bb para el mismo fin. Se cierra por todos los lados y es hermético, se mantiene a poca distancia del cilindro exterior por medio de ruedas aa, o cualquier otro dispositivo similar y se suministra con una varilla H que funciona a través de un relleno en el centro del pistón, por medio del cual se mueve hacia arriba y hacia abajo.

A este cilindro interior lo llamo el émbolo.

La parte BD del cilindro exterior se mantiene caliente por la llama o el aire caliente de un incendio C aplicado a DD hecho para descender por todos los lados del cilindro a C y dejado escapar a e.

La temperatura del émbolo aumenta de F a G y el intervalo entre el cilindro y el émbolo está parcialmente lleno de alambres enrollados alrededor del mismo y mantenidos a una pequeña distancia entre por alambres colocados a lo largo de él en ángulos rectos hacia el primero, con el fin de calentar y enfriar el aire más completamente.

Este intervalo es de aproximadamente una cincuentena del diámetro total del cilindro en cada lado. Las Fig. 7 y 8 están dibujadas a una escala de media pulgada a un pie, excepto el grosor del metal, que no tiene escala. El espacio contenido por el cilindro y el pistón está lleno de aire atmosférico.

La Fig. 8¹⁹ es una elevación del motor.

¹⁹ [Figura 68.](#)

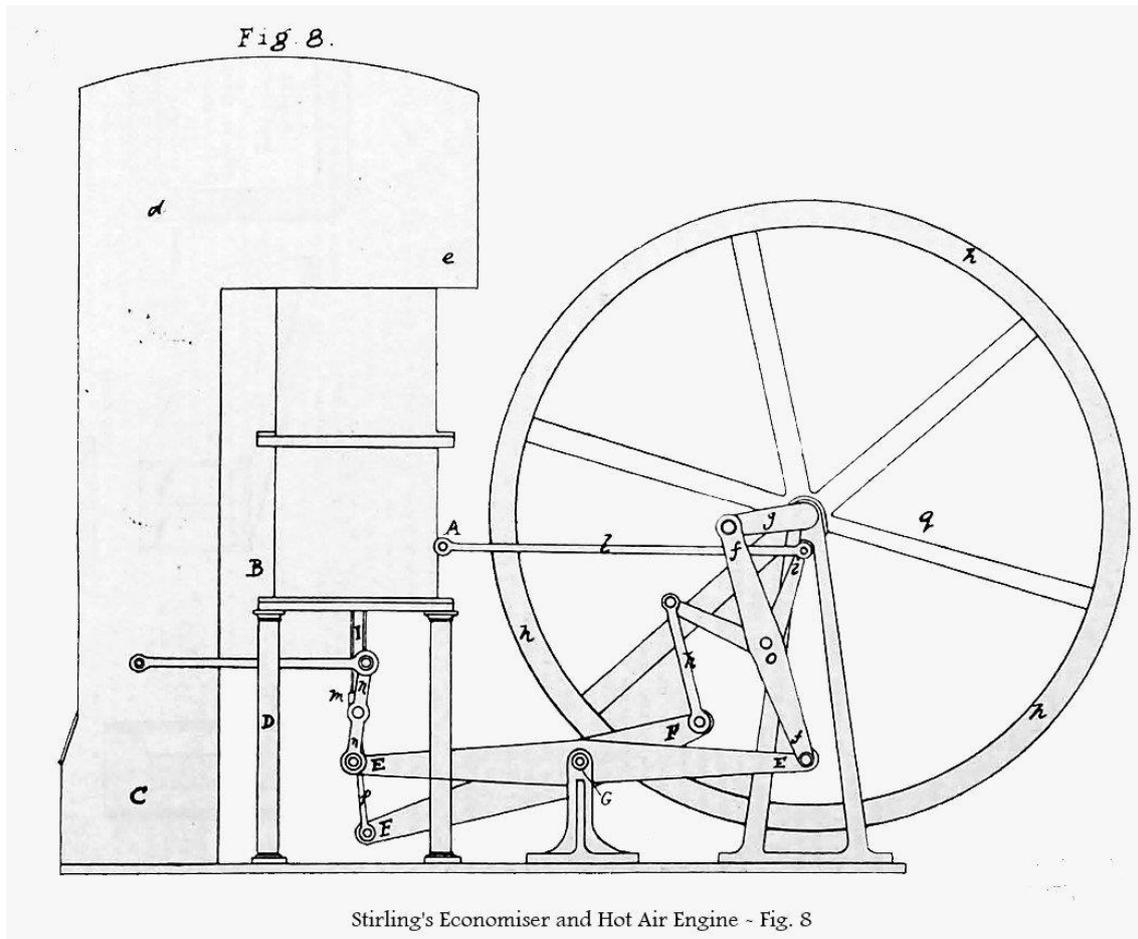


Figura 68 – Motor Stirling según la patente de 1816

ABC [son] los pilares del cilindro DD que lo sostienen, EE [es] una viga centrada en G a la que se conectan los vástagos II del pistón mediante una junta paralela NN; ff [es] un brazo que conecta dicha viga a la manivela g.

I o I [es] una palanca doblada unida a dicho brazo a o y conectada al punto fijo A por la varilla l, y al otro extremo de la viga FF por la varilla k. Esta viga también está centrada en G y se mueve entre dos placas o vigas similares de las que está compuesta la viga EE. P [es] una varilla mediante la cual FF se conecta a la varilla del émbolo M por una corredera sobre las varillas del pistón fijada a la varilla del émbolo para que su movimiento sea constante y paralelo.

hhh [es] el volante sobre el mismo eje con la manivela.

cde [es] el horno y los conductos de humos.

El funcionamiento del motor se explica de la siguiente manera

La parte del cilindro rodeada por los conductos de humo se calienta a una temperatura de 249°C (480°F) superior a la de la parte AB.

En la posición representada en la Fig. 8^o el émbolo está en contacto con el pistón, por lo que el aire incluido [que] se lleva a la parte caliente del cilindro

²⁰ [Figura 68.](#)

tiene su elasticidad aumentada y presiona sobre el pistón con una fuerza mayor que la de la atmósfera.

El pistón es empujado hacia abajo y el vástago ff y la manivela g hacia arriba hasta que la presión del aire incluido y la de la atmósfera se igualen.

El impulso comunicado al volante lleva el extremo de la manivela hacia q, y el brazo ff y la palanca doblada ii son llevados a una posición tal que presionan la varilla k y por lo tanto levantan el émbolo del pistón.

El aire incluido se hace descender entre el émbolo y el cilindro y se lleva a la parte fría; se enfría en su descenso, su elasticidad disminuye, y su presión es menor que la de la atmósfera, el pistón es forzado hacia arriba, y la manivela hacia abajo.

La revolución del volante y de la manivela vuelve a llevar el émbolo hacia el pistón, el aire asciende por el mismo pasaje por el que descendió, se calienta en su ascenso y fuerza el pistón hacia abajo y la manivela hacia arriba, y así sucesivamente. De esta manera se produce un movimiento rotatorio que puede aplicarse al movimiento de la maquinaria.

La fuerza del motor se regula permitiendo que una porción de aire escape hacia afuera y hacia adentro por un pequeño grifo que es abierto y cerrado por un regulador como en las máquinas de vapor, y colocado en la parte fría del cilindro inmediatamente por encima del ascenso más alto del pistón.

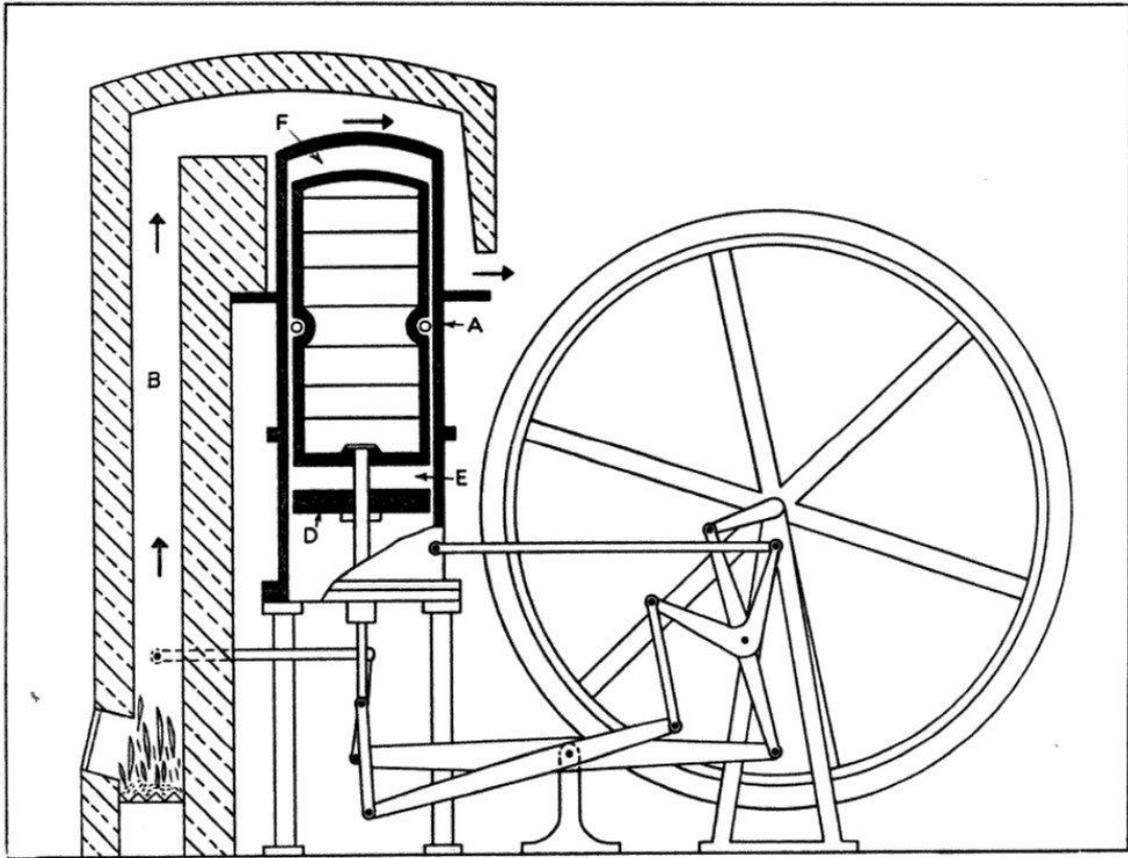
La distancia que el vástago del émbolo H Fig. 7²¹ mueve a través del pistón la llamo carrera del émbolo y la hago igual a la del pistón cuando la diferencia de temperatura en las partes calientes y frías del cilindro es de 249°C (480°F). Cuando la diferencia es menor de 249°C (480°F), hago que la carrera del émbolo sea proporcionalmente mayor que la del pistón, y lo contrario cuando la diferencia es mayor.

La longitud de los brazos de la palanca doblada I o I y del vástago k, que es necesario para que el émbolo toque el pistón por un lado y el extremo superior del cilindro por el otro, determinan por experimentación que es el método más conveniente que conozco. No respondo por la absoluta corrección de los que están en el plan.

El cilindro está invertido para evitar que el aceite utilizado para estanqueizar el pistón llegue a la parte caliente y desperdicie el calor.

En la descripción anterior, siempre que he especificado más de un material o más de un método para realizar la misma cosa, he puesto el primero al que doy preferencia; pero me reservo el poder de usar cualquier material y aplicar mi nuevo invento para calentar y enfriar los cuerpos, con el propósito de que sea aplicable en cualquier forma o manera que la experiencia adicional pueda resultar ventajosa y que no sea inconsistente con los términos de la Carta de Patente de Su Majestad.

²¹ [Figura 67.](#)



Stirling's Economiser and Hot Air Engine - Added

Figura 69 – Vista en corte del motor diseñado por Stirling

El grabado de arriba muestra el primer motor Stirling, como se especifica en la patente de 1816, y construido en 1818 para bombear agua en una cantera de Ayrshire, Escocia.

La parte superior de un cilindro vertical largo A se calienta con los gases de combustión del horno B; la parte inferior se enfría con agua o por convección atmosférica. El cilindro contiene el émbolo (o desplazador) C y el pistón de potencia D.

El émbolo es de diámetro más pequeño que el cilindro A y está centrado por pequeños rodillos.

A medida que el émbolo sube y baja, el aire es empujado desde el espacio caliente F (por encima del émbolo) a través de un economizador (o regenerador) hacia el espacio frío E situado entre la parte inferior del émbolo y la parte superior del pistón. Luego el aire vuelve a regresar (sic).

El economizador (no se muestra en el grabado) se encuentra en el espacio anular entre el desplazador y el cilindro, y probablemente consiste en un alambre delgado enrollado alrededor del émbolo.

De este modo, el aire se encuentra alternativamente en el espacio frío y caliente, y sufre variaciones de temperatura y presión que hacen que realice trabajos en el pistón D.”

A lo largo del Siglo XIX, Robert Stirling y su hermano James diseñaron y construyeron varios motores.

4.3.2 Las patentes de 1827 y 1840

En 1827 presentaron una nueva patente²² (Nº 5456) sobre mejoras en motores de aire para maquinaria en movimiento. Esta patente no dio lugar a ninguna aplicación práctica, sino que más bien fue un precursor de la patente de 1840 y del histórico motor neumático de la Fundición Dundee. [141]

La patente de 1827 fue presentada por Elijah Galloway (1784 – 1856), ingeniero e inventor, autor de *Historia de la Máquina de Vapor*.

Las patentes de 1827 y 1840 tratan sobre prácticamente el mismo motor de aire, incluyendo la última patente varias mejoras. La diferencia esencial entre ambos radica en el economizador que se encontraba primero en un recipiente separado y que, en la patente de 1840, pasó a ubicarse dentro del émbolo construido para servir como regenerador, llenándolo con una rejilla de alambre y dejando agujeros en la parte superior e inferior para el paso del aire a través de él.

Una característica importante en ellos era que el aire era comprimido por medio de una bomba que formaba un órgano adicional del motor, de modo que su presión media se mantenía muy por encima de la atmosférica. [142]

La presión era comúnmente de hasta 150 *libras por pulgada cuadrada* (unas 10 *atmósferas*) con el aire frío. El ciclo de Stirling es teóricamente perfecto, sea cual sea la densidad del aire de trabajo, y el uso de la compresión afecta a la eficiencia termodinámica teórica solo si se altera la relación de expansión y compresión adiabática; pero la mayor presión sí da una mayor eficiencia mecánica y también, lo que es de especial importancia, aumenta la potencia desarrollada por un motor de un tamaño determinado. Esto es así debido a que con el aire comprimido se trata una mayor cantidad de calor en cada carrera del motor y, por lo tanto, se realiza una mayor cantidad de trabajo. [7]

En la práctica el uso de aire comprimido también aumenta la eficiencia termodinámica al reducir la relación entre el calor desperdiciado por la conducción externa y la radiación y el calor total.

Comparada con la de 1816, la patente de 1827 contenía varios desarrollos importantes. [141]

Primero, los Stirling colocaron el desplazador y el pistón de potencia en cilindros separados, como se mencionó anteriormente. La geometría de 1816 tenía el desplazador y el pistón en el mismo cilindro.

Siguiendo el ejemplo de James Watt, hicieron el motor de "doble efecto", lo que significa que producía potencia tanto en la carrera ascendente como en la descendente.

²² Repertorio de Invenciones de Patentes, Londres, 1827.

Watt hizo esto por medio de válvulas; los Stirling arreglando dos desplazadores, uno para alimentar el pie del cilindro de potencia y otro para la parte superior del mismo.

El diseño fue invertido para que los extremos calientes de los desplazadores estuvieran debajo de la maquinaria y añadieron una bomba de aire comprimido para que el aire del interior pudiera aumentar su presión a alrededor de 20 atmósferas.

Todos estos desarrollos fueron muy inteligentes y si su diseño hubiera sido tan bueno en la práctica como en el papel, entonces el motor Stirling podría haber sido un competidor serio para el vapor. Era más eficiente y, por lo tanto, más económico y seguro, un punto importante en una época en la que las explosiones de las calderas de vapor y las fallas de los motores eran comunes.

La patente número 8652, la tercera patente de los Stirling, incluía varias mejoras técnicas. El motor fue capaz de generar unos 37 HP, suficientes para hacer girar las máquinas de la Fundición de Dundee que el mismo James Stirling dirigía, siendo el propio James Stirling quien encontró el gran problema práctico. [142]

“Ya se ha explicado que el aire se expande, o tiene su presión elástica aumentada por la aplicación de calor, y que su volumen se contrae, y su presión disminuye, por una disminución de la temperatura; y se han hecho varios intentos de aprovechar esta propiedad del aire, para sustituirlo por vapor, como primer motor de la maquinaria.

Si esto pudiera llevarse a cabo, sería una gran ventaja en muchas situaciones; como, por ejemplo, cuando el agua escasea, o en buques de vapor o locomotoras, donde la maquinaria que forma parte de la carga, es deseable reducir el peso lo más posible. Habiendo dicho esto del principio de estas máquinas, procederemos a describir uno o dos de los últimos arreglos para este propósito.

El primero que observaremos es el motor de aire de los señores R. & J. Stirling, para el que estos señores obtuvieron una patente en 1827.

Esta máquina se asemeja a la máquina de vapor en la construcción y aplicación de muchas de sus partes, tales como el pistón y el cilindro, la viga reciprocante y el movimiento paralelo, la manivela y el volante, como se muestra en la Fig. 1²³.

²³ [Figura 70.](#)

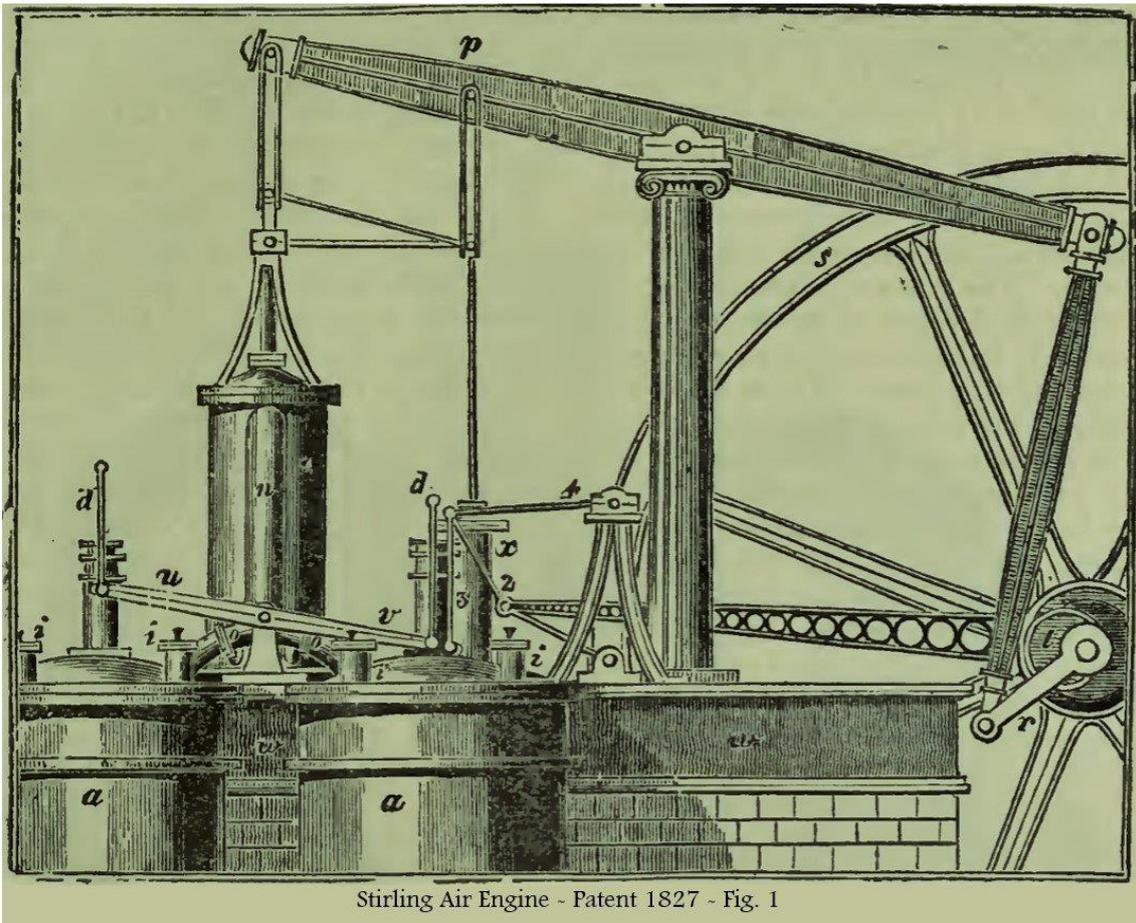


Figura 70 – Motor Stirling según la patente de 1827

El movimiento se comunica al pistón en el cilindro, o, calentando alternativamente una porción de aire conectado con un lado del pistón, y al mismo tiempo enfriando el que está en conexión con el otro. Y esto se realiza por medio de los vasos de aire aa, uno de los cuales se comunica con la parte superior y el otro con la parte inferior del cilindro, a través de boquillas curvas, m m m, el tubo n que forma la comunicación entre m, y la parte superior del cilindro.

La Fig. 2²⁴, representa una sección de uno de los recipientes de aire, cuyos lados son cilíndricos, y las partes superior e inferior esféricas.

²⁴ [Figura 71.](#)

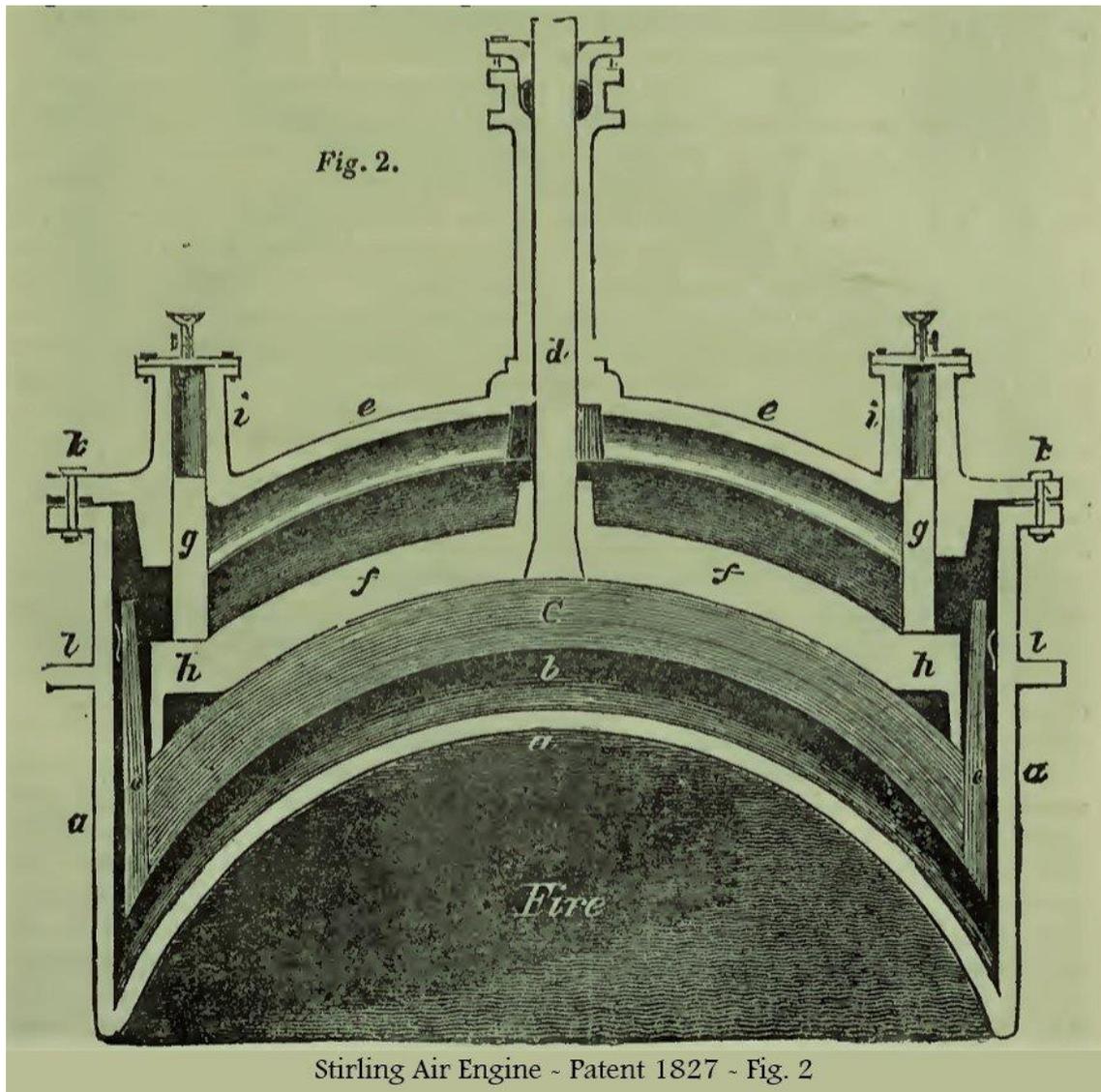


Figura 71 - Sección de uno de los recipientes de aire, cuyos lados son cilíndricos, y las partes superior e inferior esféricas

Este depósito de aire, que está hecho de hierro fundido y soportado en la mampostería por el saliente ll, está provisto de un émbolo cCc. La parte superior e inferior del émbolo está hecha de chapa de hierro fuerte, perforada con numerosos agujeros pequeños para admitir el aire.

El interior del émbolo está lleno de placas muy finas de chapa de hierro, dobladas para evitar que sus superficies planas entren en contacto, de modo que el aire pueda tener un paso libre entre ellas. Estos también están perforados con pequeños agujeros, los cuales no están colocados uno frente al otro, sino que están dispuestos de tal manera que el aire pasa a través del émbolo en dirección zig-zag.

Los titulares de la patente declaran que el interior del émbolo puede rellenarse con trozos de ladrillo, grava u otra sustancia granulada, en lugar de la delgada lámina de hierro.

El émbolo se forma en forma circular, para que encaje en la parte superior e inferior del recipiente de aire, cuando se estira y se baja. El borde ccc del émbolo,

que se mueve en un receptáculo cilíndrico en la circunferencia del recipiente de aire, como se representa, no está perforado como la otra parte.

Se mantiene estable gracias a la *uuu*, que consiste en un cinturón de chapa fina, unido en su borde superior a la llanta *ccc*; a partir del borde inferior del cinturón se realizan una serie de ranuras de admisión dobladas hacia el exterior, de modo de apoyarse en el depósito de aire y actuar como resorte.

El émbolo también se mantiene ya en su ascenso y descenso, por la biela de émbolo *d*, pasando a través del prensaestopas en la parte superior de su caja, y las varillas de guía *g g g*, que funcionan en las cajas de guía *í í í* Figs. 1, y 2.

Las guías están fijadas a un anillo *h h*, que está unido al émbolo y a la biela del émbolo, por los brazos *f f*, cuatro en número. Se suministran con aceite, por medio de un vaso de aceite y una llave de paso en la parte superior de la caja. La parte superior *e e* del depósito de aire está embreada de la manera representada en *k*, con un anillo delgado de chapa de plomo entre las bridas, para mantener la unión hermética.

La parte inferior de los recipientes de aire es calentada por una chimenea debajo de ella, y su parte superior se mantiene fría por una corriente de aire frío, por agua o por otros medios.

Los vástagos de émbolo de los recipientes de aire *a a*, Fig. 1 se fijan mediante eslingas a los extremos de la viga *v* de modo que el movimiento que eleva un émbolo en uno de los recipientes deprime el otro.

Cuando el émbolo está levantado, el aire frío en la parte superior del recipiente de aire se calentará al pasar a través de los intersticios del émbolo en su ascenso, que a su vez se ha calentado al llegar a la parte inferior o caliente del recipiente, y durante este tiempo el aire en el otro recipiente se enfriará al pasar a través de los intersticios del émbolo en su descenso, que a su vez se ha enfriado al llegar a la parte superior o fría del recipiente.

Estos cambios de temperatura son aumentados aún más, por porciones de aire que cambian alternativamente del calor al frío, y del frío a las partes calientes de los recipientes, por la ocupación alterna de las partes calientes y frías por el émbolo.

Ahora, como uno de los recipientes de aire está conectado con la parte superior, y el otro con la parte inferior de los cilindros de trabajo *a*, habrá un movimiento producido en el pistón, por la aplicación alterna de la fuerza expansiva del aire caliente, y este movimiento se comunica a la viga *v*, a través del vástago del pistón y el movimiento paralelo *q*, y a la biela en el otro extremo de la viga, y la manivela *r*, a la rueda volante *s s*.

En el eje del volante se fija como excéntrico *l*, que comunica el movimiento a los émbolos de los recipientes de aire, a través del sistema de palancas 1, 2, 3, 4, y del haz *v*; y este movimiento se ajusta para que el cambio de los émbolos se efectúe, siempre que el émbolo llegue a la parte superior o inferior del cilindro; aplicando así a ese extremo del cilindro donde se encuentra el émbolo, el aire

caliente, el cual, por su elasticidad aumentada, conducirá el émbolo hacia el otro extremo.

El diámetro de las narices, m, es una quinta parte del diámetro del cilindro o, y una decimoquinta parte del diámetro del recipiente de aire a.

Este motor también está equipado con una bomba de aire, cuyo vástago se muestra en x, para condensar aire en el depósito de aire w, w. Se permite que el aire pase a través de válvulas autoactivas a las narices m m, y de allí al cilindro o, o a los depósitos de aire a a, pero no se permite que regrese de estos depósitos o del cilindro al depósito, el cual también está provisto de una válvula de seguridad para el escape de aire superfluo, cuando se bombea más de lo necesario para abastecer a los depósitos de aire.

La bomba de aire sólo necesita ser ajustada para funcionar ocasionalmente.

El diámetro y la longitud de la carrera de la bomba de aire son la mitad de los del cilindro, pero no es necesario que este apéndice se mantenga constantemente en funcionamiento.

Los titulares de las patentes declaran, en su especificación, que se puede emplear cualquiera de los gases permanentes, en lugar del aire atmosférico. Ellos no reclaman, como su invención, la aplicación de estos cuerpos para producir movimiento; sino meramente la disposición precedente de maquinaria, para aplicar la fuerza elástica de cuerpos gaseosos a la producción de movimiento.”

[19]

4.3.3 El motor de 1840

Robert Stirling y su hermano James Stirling patentaron de nuevo un motor de aire caliente el 1 de octubre de 1841 (patente 8652); el motor se conoce como el tercer motor Stirling.

James Stirling construyó la máquina en 1842 en una fundición en Dundee, Escocia, en la sala de máquinas de vapor, donde trabajó durante casi tres años.

Este motor Dundee es el origen de la gran reputación de Stirling.

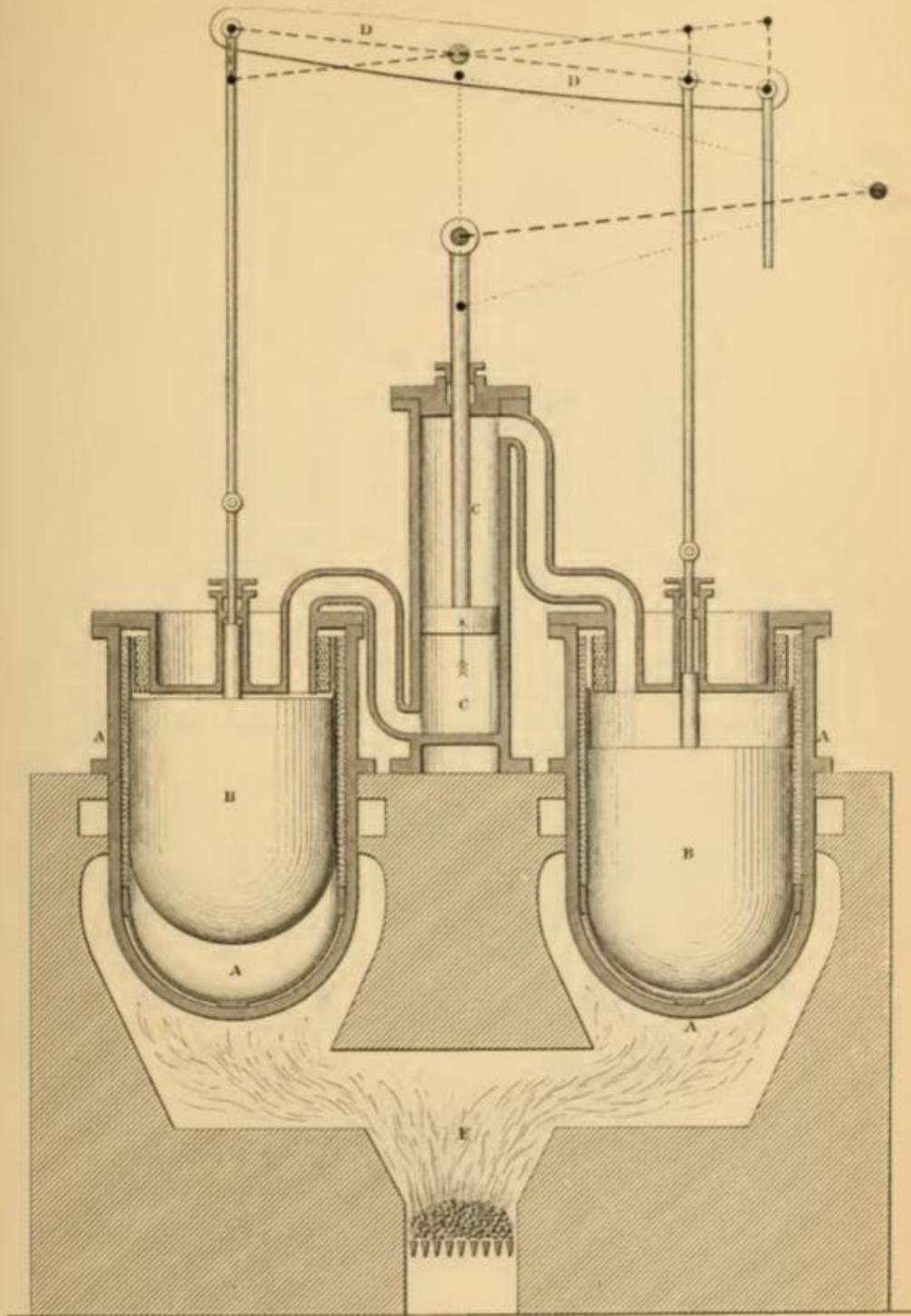
El motor Stirling de 1842 utilizó el mismo principio de funcionamiento que los anteriores, y es el resultado de años de trabajo y mejoras. El economizador de Stirling (más tarde llamado regenerador) desempeña un papel crucial. [142]

Sin embargo, no es seguro que este motor Stirling sea el resultado de Stirling solamente. Knight dice que “el motor parece haber sido esencialmente una duplicación de la invención de Parkinson y Crossley.”

HEATED AIR ENGINE.

Plate 15.

Fig 1. Diagram of Stirling's Engine, 1843.



(Proceedings Inst. M. E. 1873.)

Scale $\frac{1}{30}$ th
10 Feet.

Figura 72 – Motor Stirling según patente 8652

En la [Figura 72](#) se muestra un diagrama del motor de Stirling. Los dos recipientes calentadores A A A tienen sus extremos inferiores expuestos al fuego F, y sus extremos superiores se mantienen fríos por medio de agua que circula por ellos. Contienen los dos émbolos o desplazadores B B, unidos a los extremos opuestos de una viga horizontal D, que oscila por una manivela y una biela del eje principal del motor; estos desplazadores no encajan en los recipientes de calefacción, pero tienen un espacio anular a su alrededor. El cilindro de trabajo C, que contiene un pistón de ajuste ajustado, se comunica en la parte superior con uno de los recipientes de calentamiento y en la parte inferior con el otro.

Mediante el movimiento ascendente y descendente alternativo de los émbolos B B, el aire de los recipientes de calefacción se desplaza y se envía alternativamente a la parte inferior o calentada y a la parte superior o fría de los recipientes; de este modo, el aire de cualquiera de los recipientes se calienta o se enfría, ya que el émbolo se encuentra en la parte superior o inferior de su recorrido, respectivamente. Por lo tanto, debe producirse una diferencia de presión en los espacios por encima y por debajo del pistón de trabajo, que se desplazará en la dirección de la presión más baja; al hacerlo, cambia la posición de los émbolos, y la operación se invierte.

Un regenerador, o más correctamente hablando un respirador, fue empleado para utilizar esa porción de calor que de otra manera habría sido arrojada con el aire de escape; y esta fue la invención especial del Dr. Robert Stirling. El regenerador consistía en un pasaje o cámara, relleno en algunos casos con finas placas metálicas o rejillas, en otros con alambre de cobre o gasa, y en otros con finos tubos metálicos.

A través de esta cámara se hacía pasar el aire de escape, y al atravesar los intersticios depositaba allí una parte de su calor; el aire frío introducido posteriormente, atravesando el regenerador en la dirección opuesta, absorbía el calor que quedaba en el metal. De este modo, el calor que de otro modo se habría desechado en el aire de escape se utilizó para aumentar la temperatura del suministro de aire entrante. [\[142\]](#)

Dos de estos motores mejorados fueron construidos, uno con un cilindro de 12 pulgadas de diámetro y 2 pies de carrera, que hacía 40 revoluciones por minuto y trabajaba hasta 21 caballos de fuerza, consumiendo 2,5 libras de carbón por caballo de fuerza por hora indicado; y otro en 1843 con un cilindro de 16 pulgadas de diámetro y 4 pies de carrera, haciendo 28 revoluciones por minuto y dando 45 caballos de fuerza.

Este último fue el célebre motor de la Fundación Dundee, y realizó todo el trabajo de ese establecimiento durante más de tres años, durante los cuales no se empleó ninguna otra fuerza motriz. Sin embargo, se dejó de lado al final de ese tiempo debido al fallo de los recipientes de calefacción, que no podían soportar el calor al que estaban expuestos.

“Los motores a los que se refiere esta patente son aquellos en los que el movimiento se obtiene por la expansión y contracción alternas del aire, por la aplicación o abstracción de calorías.

Un "recipiente de aire" está formado de hierro fundido, y conectado por un puerto y un tubo con la parte superior de un recipiente cilíndrico de hierro fundido llamado "caja de placas"; el recipiente de aire también se comunica en su parte inferior con la caja de placas por tres o más tubos paralelos, que terminan en el interior del recipiente de aire en orificios en forma de abanico con el fin de esparcir rápidamente el aire por toda la superficie de la cara esferoidal del recipiente de aire.

Un recipiente de hierro fundido hermético llamado "el conductor" ocupa 5/6 partes del recipiente de aire, y para evitar que el calor ascienda, este conductor tiene una placa de hierro fundido fijada fuera de su fondo, y en su parte inferior se coloca una cantidad de polvo de ladrillo u otro material no conductor; el resto del interior está dividido en 12 o 16 compartimentos por placas de hierro delgadas.

El conductor está hecho para encajar la parte perforada del recipiente de aire, de manera que se pueda mover fácilmente hacia arriba y hacia abajo, pero no para permitir que el aire pase a su lado; su extremo superior e inferior están formados de manera que encajen en la parte superior e inferior del recipiente de aire. El conductor es movido por un vástago que pasa a través de un collarín de cuero acanalado, fijado en la parte superior del recipiente de aire, en el que también hay un tubo que desciende a un recipiente de aceite, con el fin de evitar el acceso de aire al collar y, por lo tanto, hacer que la junta sea hermética.

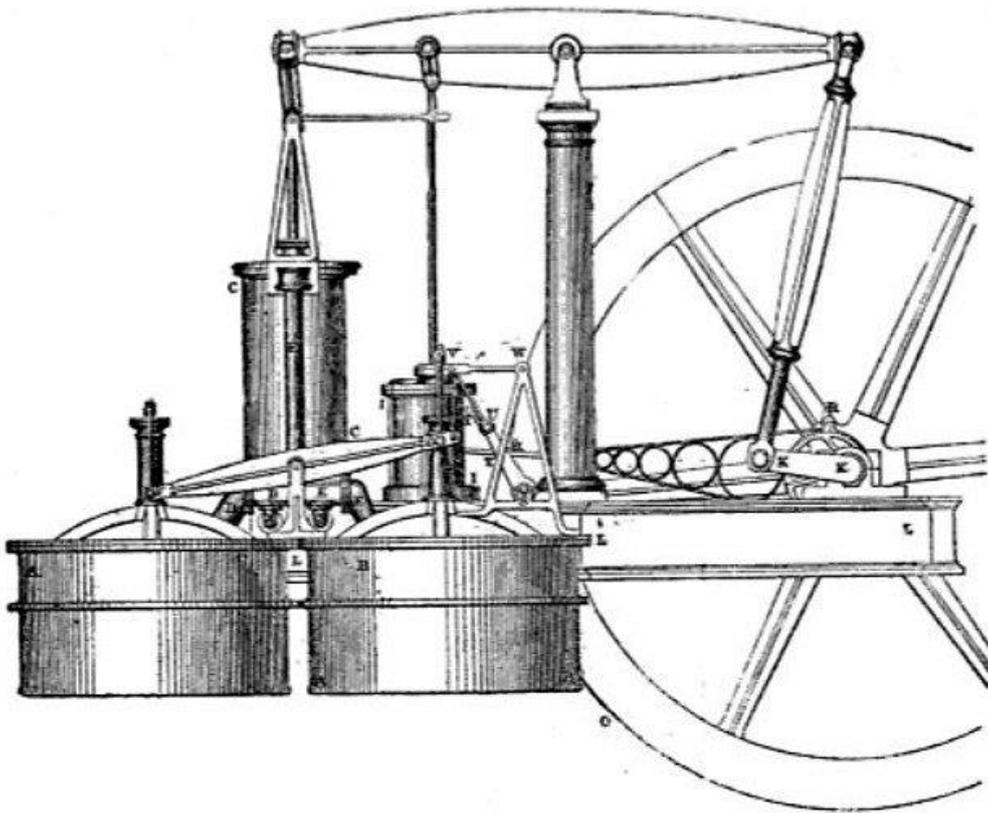
Otro tipo de conductor consiste en un armazón exterior de hierro fundido, torneado con precisión y ajustado al recipiente de aire y que tiene una serie de orificios perforados en su parte inferior para el paso del aire; en la parte inferior de este armazón descansa un trozo de hierro fundido, perforado de manera similar, que tiene pequeñas crestas en su superficie superior para soportar varias placas y facilitar la distribución del aire entre ellas; estas placas consisten en láminas alternas de vidrio liso y acanalado, en tiras estrechas de no más de una pulgada de ancho que llenan de manera precisa el espacio interior del conductor. A poca distancia por encima de estas placas se encuentra la cubierta, que está perforada con pequeños agujeros para la transmisión de aire, y está unida a la cubierta exterior por un anillo de chapa de hierro.

La "caja de planchas", a unos 2/3 del fondo, está rellena de placas perpendiculares de hierro mantenidas a 1/50 de pulgada (aprox. 0,5 mm) entre sí por crestas; el resto de la caja de planchas está ocupada en parte por bloques de hierro, vidrio u otros cuerpos sólidos, y en parte por un aparato frigorífico, compuesto por un gran número de tubos de cobre, a través del cual circula un chorro de agua fría, dispuesto en 27 filas horizontales, a una distancia de 1/20 de pulgada (aprox. 1,3 mm) de distancia entre sí. Estos tubos se sueldan en dos placas de latón, y a estas otras dos placas de latón se sueldan, teniendo pasajes horizontales en sus cuatro márgenes para conectar los extremos de los tubos y devolver el agua de un extremo al otro, provistos de pasajes más grandes para introducir y transportar el agua. Los tubos principales pasan a través de orificios en la tapa de la caja de placas, apretados con una empaquetadura de plomo.

El modus operandi es el siguiente:

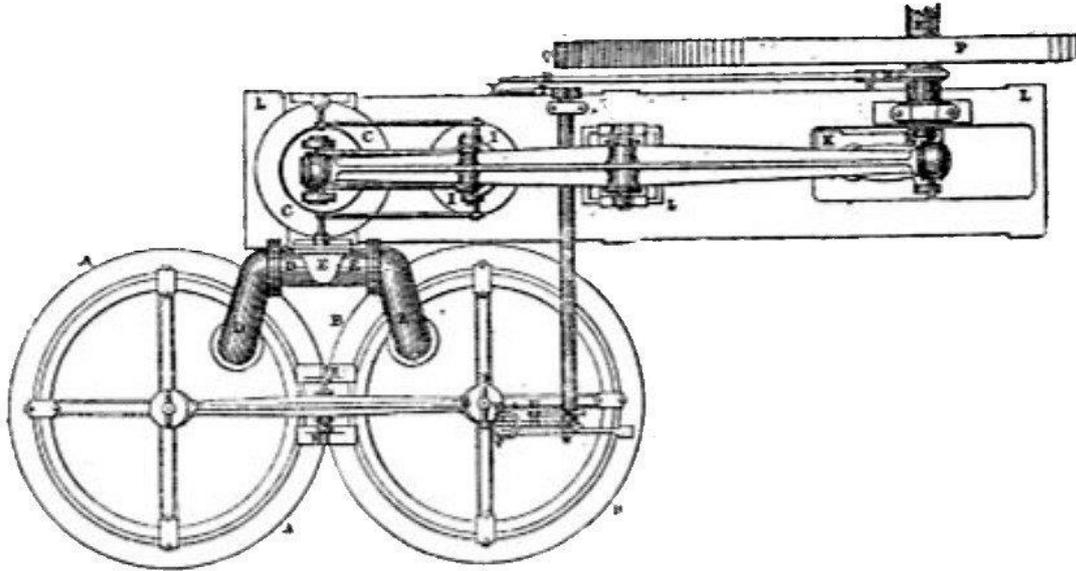
El fondo del recipiente de aire, los tubos paralelos, y la caja de placas, se calientan por un fuego debajo, hasta que el hollín se quema y deja de adherirse; si el conductor es entonces movido hacia arriba, disminuirá el espacio en la parte superior del recipiente de aire, y se agrandará igualmente en la parte inferior, lo que causa que una porción de aire pase hacia abajo a través de la caja de placas hacia la parte calentada del recipiente, ya que al estar allí calentado y expandido es más que suficiente para ocupar ese espacio, y es forzado a salir por el puerto.

Por el contrario, cuando el conductor se desplaza hacia abajo, se hace ascender una cantidad de aire a través del aparato de refrigeración de la caja de planchas, y al ser enfriado y contraído, es insuficiente para ocupar el espacio aumentado en la parte superior, y una cantidad de aire debe entrar por el puerto para restablecer el equilibrio. Uno de estos recipientes de aire que son colocados en cada extremo del cilindro de trabajo de un motor de aire, es puesto en movimiento por la anterior expansión y contracción del aire.” [142]



The Stirling Engine - Dundee 1842 - Vessels

Figura 73 – Figura del motor Stirling de 1842



The Stirling Engine - Dundee 1842 - Top view

Figura 74 – Vista superior del motor Stirling de 1842

En 1860 el ingeniero belga Jean Joseph Etienne Lenoir (1822 - 1900) construiría el primer motor de combustión interna y que pasaría, junto con los motores eléctricos desarrollados por Thomas Alva Edison (1847 - 1931) y Nikola Tesla (1856 - 1943), a ganar la batalla comercial y a opacar durante décadas al motor Stirling.

El mismo Robert Stirling construyó al menos dos modelos de su motor. Dio uno a la Universidad de Edimburgo a mediados de los años 1820 y otro a la Universidad de Glasgow en 1828.



Figura 75 – Motor Stirling conservado en el Museo Nacional de Escocia

4.4 Desarrollos recientes

El motor Stirling permaneció en relativa oscuridad hasta que, en 1937, el entonces fabricante de radio Koninklijke Philips N.V. se interesó en la posibilidad de utilizarlo como cargador de baterías en los mercados emergentes de Asia y África, sin acceso a redes eléctricas. Para 1947 Phillips ya tenía 312 patentes en seis países europeos. Los trabajos de investigación y desarrollo se llevaron a cabo frecuentemente con contratos de colaboración con otras compañías (Thermomotor, MAN/MWM, Ford Motor Company, General Motors, United

Stirling, etc.) que adquirieron licencias para utilizar sus patentes. A partir de 1979 Philips ya no realizaría desarrollo sobre el motor Stirling de manera directa.

En 2015, el modelo de Glasgow recibió el premio *Engineering Heritage Award* por parte de la *Institution of Mechanical Engineers* del Reino Unido.

4.4.1 Ivo Kolin

A principios de 1983, tras años de experimentaciones, el economista, ingeniero e inventor Ivo Kolin (1924 – 2007) de la Universidad de Zagreb, Croacia, presentó el primer motor Stirling de baja diferencia de temperatura (LTD, por sus siglas en inglés) capaz de funcionar con un salto térmico de 15°C [52], un logro impresionante para la época. También fue la primera vez en la historia de los motores de pistón que el calor se convertía en trabajo mecánico a una temperatura inferior a la de ebullición del agua [4].

El motor de Kolin fue construido enteramente con herramientas manuales y no contaba con pistón y cilindro, sino que los suplía con un diafragma de goma para transmitir la potencia de la cámara principal.

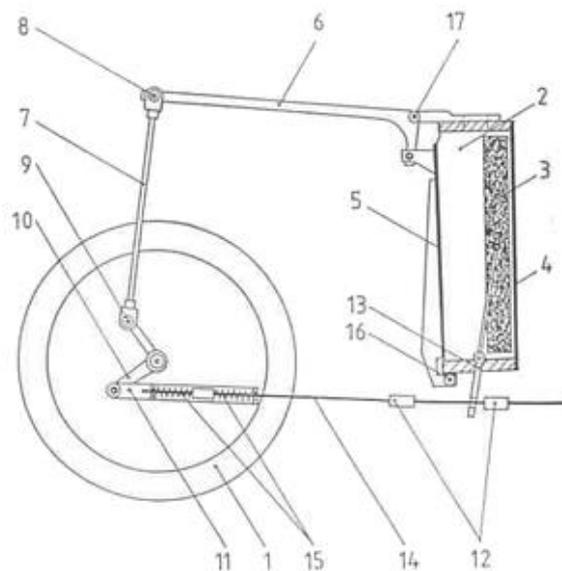


Figura 76 - Dibujo del primer motor de baja diferencia de temperatura de Ivo Kolin

4.4.2 James R. Senft

Pocos académicos parecieron interesados al tiempo de publicación del trabajo del Dr. Kolin. Uno de ellos fue el Dr. J. R. Senft, de la Universidad de Wisconsin. Durante fines de los años '80 y principios de los '90 del siglo pasado, el Dr. Senft se dedicó a mejorar y simplificar los motores de bajo salto térmico de Kolin.

Si se observa la [Figura 76](#) del motor de bajo salto térmico de Kolin, puede observarse que el desplazador se detendrá en los extremos izquierdo y derecho de su desplazamiento. Esta es la manera de hacer el motor más termodinámicamente eficiente. Un motor con un desplazador ubicado en sus extremos de recorrido (usando un mecanismo como éste o quizás usando levas)

tendrá un ciclo termodinámico más parecido al ciclo ideal con curvas casi cerradas.

Pero Senft notó que la eficiencia mecánica era tan importante como la eficiencia termodinámica [132]. Así, el Dr. Senft simplificó los motores construidos por él introduciendo las siguientes mejoras:

- Movi6 el volante de inercia para que est6 por encima del desplazador.
- Hizo que el desplazador fuera redondo.
- Elimin6 el tiempo de permanencia en ambos extremos de la carrera del desplazamiento.
- Redujo la fricci6n disponiendo los componentes verticalmente.
- Utiliz6 rodamientos de bolas de baja fricci6n.
- Utiliz6 un pist6n de grafito de baja fricci6n en un cilindro de vidrio de precisi6n.



Figura 77 - Motor similar al primer motor de bajo salto térmico diseñado por Senft

En 1992, la NASA le encargó al Dr. Senft un motor diferencial de bajo salto térmico. Este motor, llamado N-92, estaba optimizado para la operación manual, siendo una diferencia de temperatura de tan sólo $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ suficiente para alimentarlo.

5. MODELO TERMODINÁMICO Y GENERALIDADES DE LOS MOTORES STIRLING

*All models are wrong, but some are useful.*²⁵

George E. P. Box

5.1 Ciclo termodinámico ideal del motor Stirling

A fin de modelizar el comportamiento termodinámico ideal del motor Stirling se comienza suponiendo que el intercambio en los focos de calor se realiza mediante procesos con coeficientes infinitos de transferencia de calor, y por tanto isotermos. Asimismo, se consideran despreciables las pérdidas de presión asociadas a la circulación del gas por el circuito termodinámico. Es así, entonces, que esta a modelización sólo considera el principio de conservación de la masa, es decir, la hipótesis de ausencia de fugas.

A estas hipótesis principales suelen añadirse otras opcionales. A los efectos del presente trabajo, para el estudio del ciclo Stirling ideal se tienen en cuenta las siguientes hipótesis [99]:

- Procesos isotermos en los cilindros.
- Ausencia de pérdidas de presión.
- Ausencia de fugas.
- Gas ideal.
- Mecanismo de accionamiento discontinuo.
- Ausencia de volumen muerto.
- Regenerador de eficiencia ideal (100%).
- Ausencia de pérdidas por conducción de calor (puentes térmicos).

Este ciclo teórico de Stirling está formado por dos procesos isotermos (expansión y compresión) y dos procesos isócoros (calentamiento y enfriamiento), tal y como se ve en la [Figura 78](#).

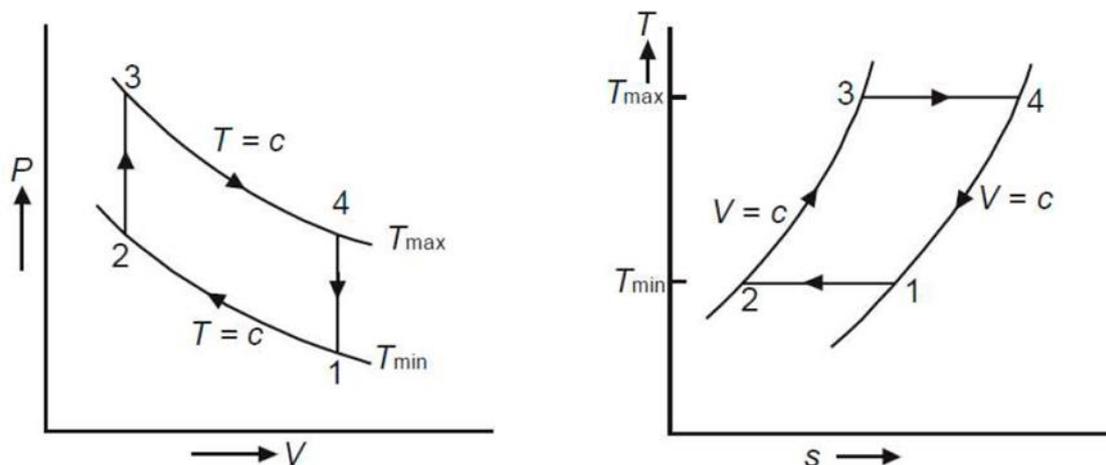


Figura 78 – Ciclo teórico del motor Stirling

²⁵ "Todos los modelos son incorrectos, pero algunos son útiles."

- Proceso 1-2: Compresión isotérmica y expulsión de calor. El pistón pasa del estado 1 al 2, realizándose una compresión isotérmica del fluido a la temperatura más baja manteniéndolo en contacto con el depósito de baja temperatura. El trabajo necesario para esta carrera es suministrado por el pistón, utilizando la inercia del volante.

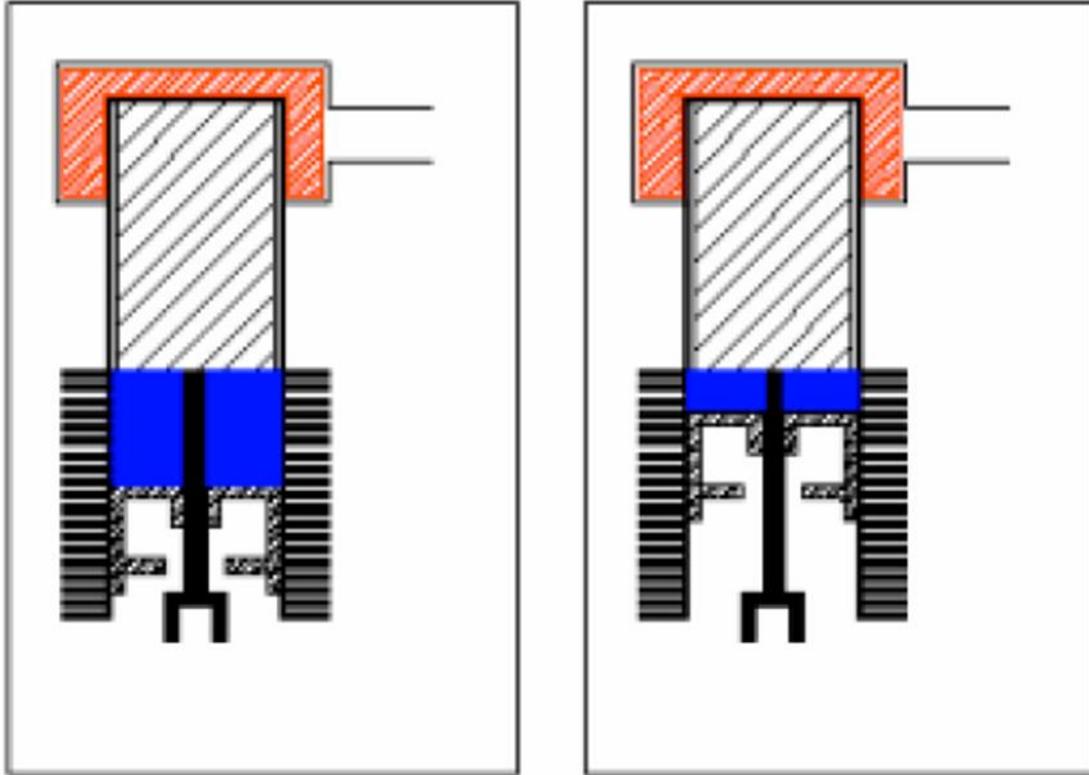


Figura 79 - Proceso 1-2: Compresión isotérmica y expulsión de calor

El trabajo consumido en este proceso es igual al calor rechazado en el ciclo.

$$Q_{1-2} = R \cdot T_{\min} \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right); W_{1-2} = P_1 \cdot V_1 \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right); s_2 - s_1 = R \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \quad (33)$$

- Proceso 2-3: Adición de calor isocórica, manteniendo fijo el pistón y moviendo el desplazador, haciendo pasar todo el fluido a la zona caliente. El fluido de trabajo entra en contacto con el regenerador, que transfiere calor al fluido de trabajo y eleva su temperatura a T_{\max} . Este proceso también aumenta la presión y la entropía del fluido de trabajo, sin cambiar el volumen.

$$Q_{reg} = Q_{2-3} = cv \cdot (T_3 - T_2); s_3 - s_2 = cv \cdot \ln\left(\frac{T_{\max}}{T_{\min}}\right) \quad (34)$$

- Proceso 3-4: Expansión isotérmica y adición de calor. Haciendo bajar juntos al pistón y al desplazador se logra que el fluido de trabajo entre en contacto con el reservorio de alta temperatura, entregando así calor externo al fluido de trabajo, expandiéndose este isotérmicamente realizando trabajo. Esta es la carrera de potencia del motor. Todo el calor añadido se convierte en trabajo, ya que es un proceso isotérmico.

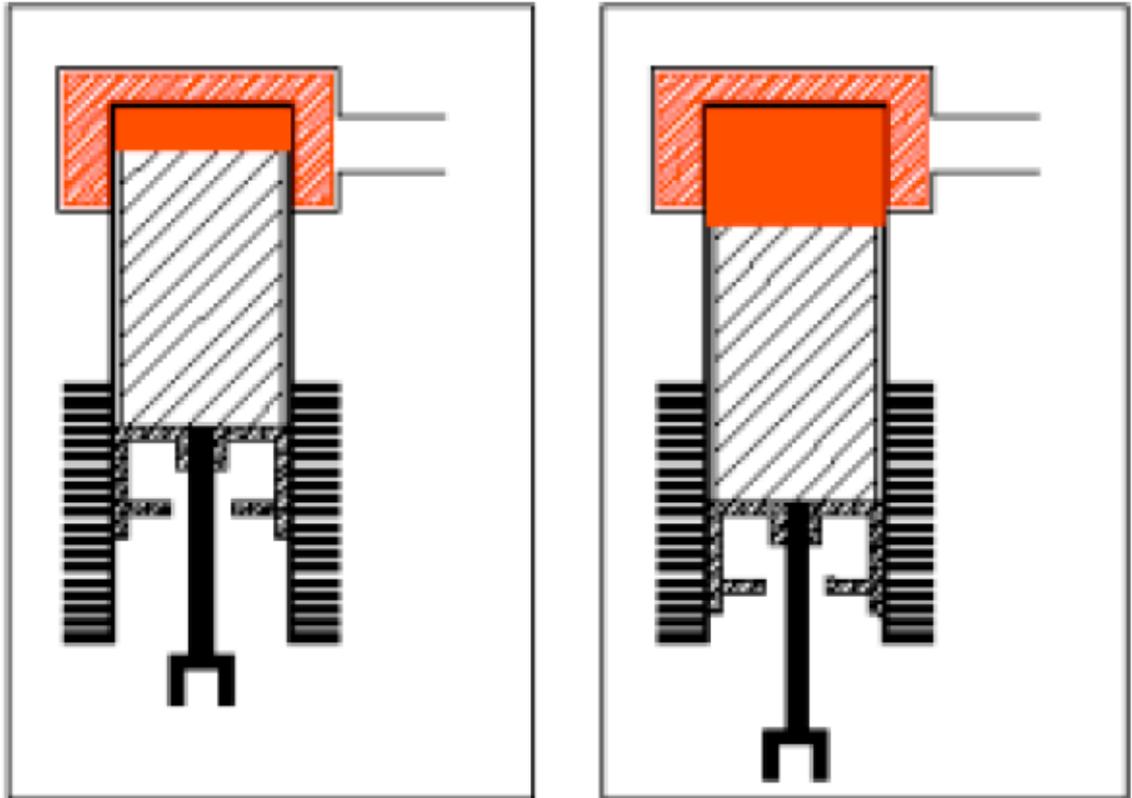


Figura 80 - Proceso 3-4: Expansión isotérmica y adición de calor

$$Q_{3-4} = R \cdot T_{m\acute{a}x} \cdot \ln\left(\frac{P_3}{P_4}\right) = R \cdot T_{m\acute{a}x} \cdot \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) \quad (35)$$

$$W_{3-4} = P_3 \cdot V_3 \cdot \ln\left(\frac{P_3}{P_4}\right); s_4 - s_3 = R \cdot \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) \quad (36)$$

- Proceso 4-1: Expulsión de calor isocórica. Aquí el desplazador se mueve al estado inicial. El fluido de trabajo entra en contacto con el regenerador, que ahora está a una temperatura menor, $T_{m\acute{i}n}$, y expulsa el calor, que será absorbido por el regenerador, a volumen constante antes de moverse al cilindro frío. La presión y la entropía del fluido de trabajo se reducen.

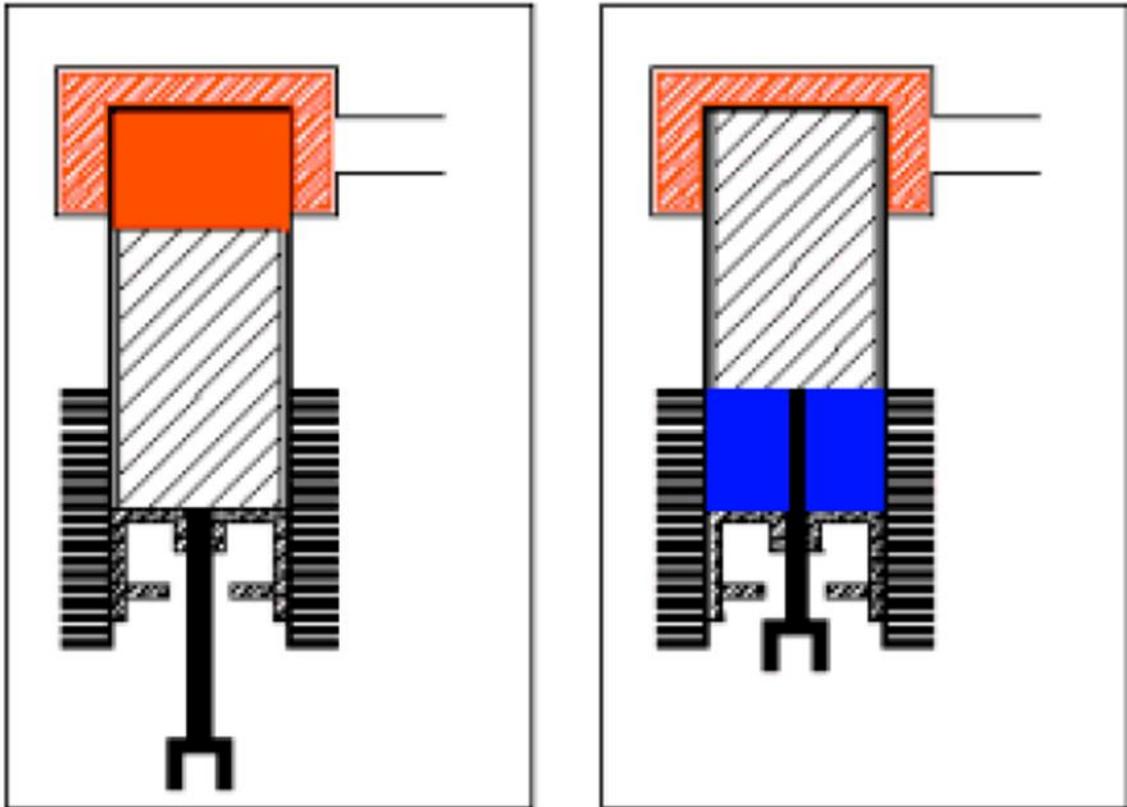


Figura 81 - Proceso 4-1: Expulsión de calor isocórica

$$Q_{4-1} = -Q_{reg} = cv \cdot (T_1 - T_4); s_3 - s_4 = cv \cdot \ln\left(\frac{T_{mín}}{T_{máx}}\right) \quad (37)$$

La eficiencia térmica del ciclo Stirling puede obtenerse a partir de la siguiente expresión:

$$\eta_t = \frac{Q_{3-4} - Q_{1-2}}{Q_{3-4}} = \frac{R \cdot T_{máx} \cdot \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) - R \cdot T_{mín} \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)}{R \cdot T_{máx} \cdot \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right)} \quad (38)$$

De donde finalmente se obtiene:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{mín}}{T_{máx}} \quad (39)$$

$$\text{Con: } T_{mín} = T_1 = T_4; T_{máx} = T_2 = T_3 \quad (40)$$

Quedando así demostrado que el ciclo Stirling ideal tiene la misma eficiencia que el ciclo de Carnot, la cual es la máxima eficiencia que puede alcanzar una maquina térmica considerando que todas las perdidas sean cero. El ciclo de Carnot utiliza procesos isentrópicos, no procesos regenerativos de intercambio de calor, asumiendo que el calor específico del regenerador es infinitamente grande, como el ciclo Stirling. En la [Figura 82](#) se muestra un esquema comparativo de los dos ciclos.

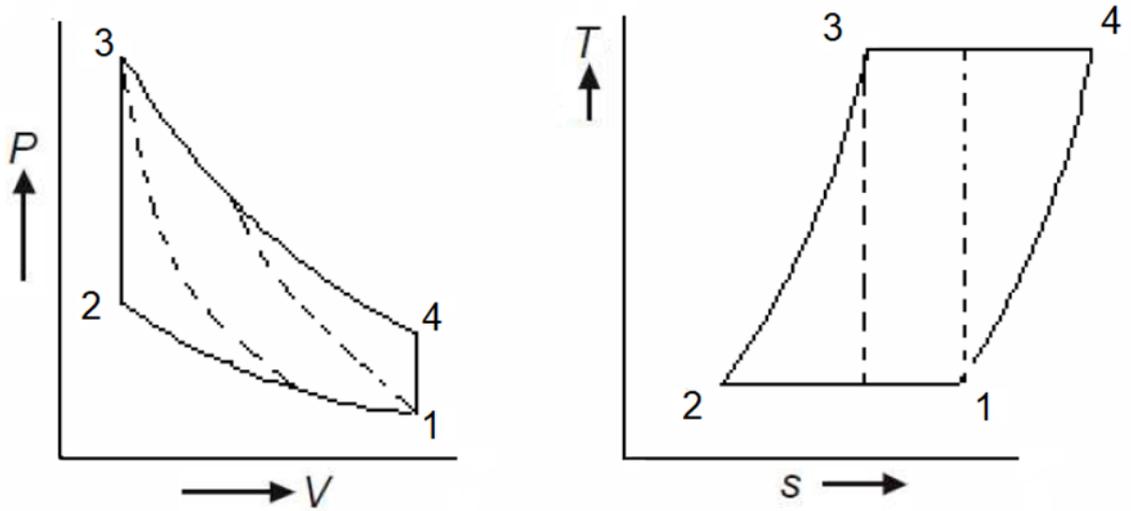


Figura 82 - Diagrama P-V y S-T del ciclo Stirling (línea continua) y Carnot (línea discontinua)

La figura anterior muestra una comparación de los ciclos Stirling y Carnot funcionando entre dos temperaturas extremas iguales. Como se puede apreciar otra ventaja del ciclo Stirling es el mayor trabajo indicado realizado en comparación con el ciclo de Carnot ($W_{stirling} > W_{carnot}$).

5.2. Ciclo termodinámico real del motor Stirling

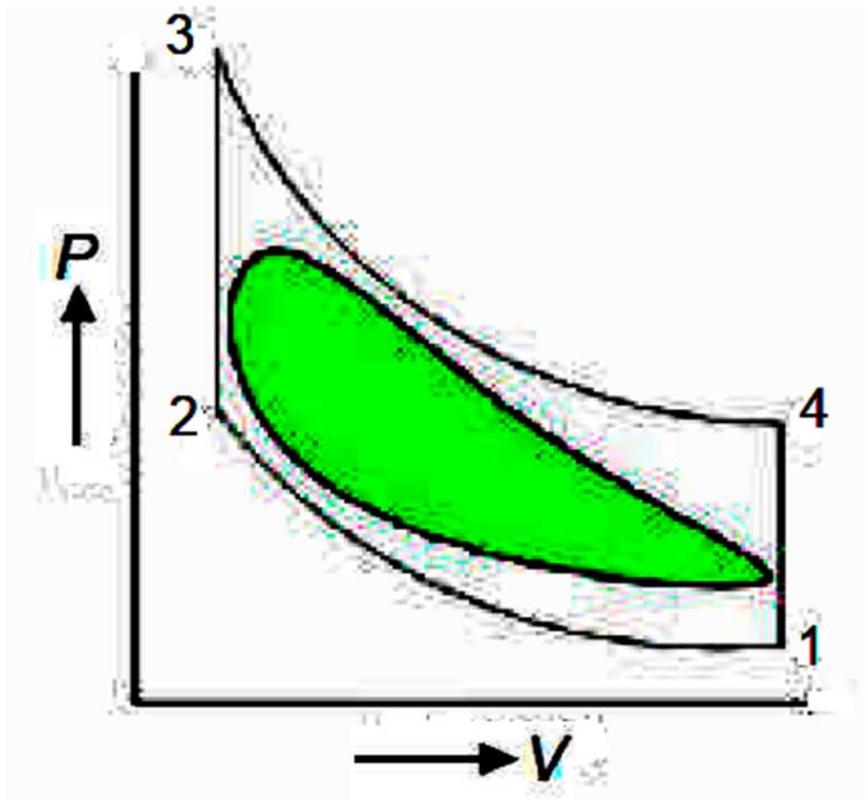


Figura 83 – Ciclo termodinámico real del motor Stirling (en verde)

Debido a que no existe un mecanismo que realice el movimiento ideal del pistón y del desplazador para la realización del ciclo y a la dificultad de obtener los ciclos puramente isotérmicos debido a los mecanismos de transferencia de calor, asociados a la velocidad con que se pretende realizar el ciclo, se pierde potencia y rendimiento, el resultado final es un ciclo "redondeado" en forma de elipse. Efectivamente, las diferencias entre el ciclo Stirling ideal y el real pueden ser explicadas, además, por los siguientes fenómenos:

- Pérdidas por fricción y caída de presión singular cuando el fluido de trabajo pasa por los intercambiadores de calor.
- Los movimientos reales de los pistones son distintos de los teóricos.
- La gran heterogeneidad de las temperaturas instantáneas en la máquina térmica y a la irreversibilidad presente en la máquina de Stirling.
- El regenerador no puede seguir las variaciones de temperatura del lado caliente al frío y viceversa. De hecho, la temperatura del regenerador alcanza la de la fuente caliente y no desciende más debido a su gran inercia térmica.

La pérdida de las caídas de presión registradas en el regenerador es importante. Se debe a sus aspectos geométricos (diámetro débil) y a su característica física (porosidad débil).

5.3. Realización mecánica de un motor Stirling

Los motores de ciclo Stirling son motores de "ciclo cerrado". En estos motores existe una cantidad fija de gas en el interior, que no varía, si se produjese por cualquier causa variación, el circuito no funcionaría por pérdida de compresión y por tanto de energía.

- Calentamiento del aire → Aumento de presión.

- Enfriamiento del aire → Disminución de presión.

La variación de presión actúa en el cilindro del desplazador -zona de enfriamiento- con lo que la energía termal (calor) se convierte en energía mecánica (giro del volante y cigüeñal).

Un motor Stirling está compuesto esencialmente por cinco componentes. Un pistón de potencia, un desplazador, dos cilindros o intercambiadores de calor (caliente y frío), un regenerador y el gas de trabajo. Tanto pistón de potencia como desplazador se mueven dentro del cilindro, el pistón de potencia produce compresión, es decir, sella mecánicamente con las paredes del cilindro impidiendo que haya transferencia de gas entre ambos lados del pistón, es una frontera termodinámica móvil, en tanto que el desplazador, que también se mueve dentro del cilindro, no posee sello mecánico, sino que permite que el gas atraviese libremente entre ambos lados. El regenerador es un dispositivo de gran capacidad calórica que, a manera de una "batería térmica", almacena y regresa alternativamente una cantidad constante de calor al y del gas de trabajo, se construye generalmente de metal, y se intenta dotarlo de la mayor superficie

posible para maximizar la transferencia de calor, en algunos diseños el desplazador y el regenerador son la misma pieza mecánica, lo que permite disminuir el volumen muerto²⁶ del motor, en el ejemplo que aquí se presenta, asumimos que el regenerador está incluido en el desplazador. Por último, el gas de trabajo es un gas cualquiera, preferiblemente helio o hidrógeno, que se calienta y se enfría alternativamente para producir expansión y compresión, y así generar trabajo mecánico sobre el pistón de potencia.

Se pueden distinguir, dentro del ciclo Stirling, cuatro estados termodinámicos a los que puede llamarse simplemente estados 1, 2, 3 y 4. Estos cuatro estados corresponden a cuatro disposiciones de la mecánica del motor, es decir, a cuatro combinaciones de las posibles posiciones que pueden adquirir el pistón de potencia, el desplazador y el gas de trabajo. Para pasar de un estado termodinámico a otro, el motor realiza un proceso termodinámico, existen también cuatro procesos termodinámicos a los que llamaremos P_1 (el proceso para pasar del estado 1 al estado 2), P_2 (el proceso para pasar del estado 2 al estado 3), P_3 y P_4 respectivamente. Cada proceso termodinámico se consigue con el movimiento del pistón de potencia, del desplazador, o de ambos a la vez.

Para que un motor Stirling funcione es necesario proporcionarle energía a manera de un salto térmico esto se logra manteniendo una parte del cilindro a una temperatura T_H mayor que otra parte del cilindro, que se mantiene refrigerada a una temperatura "fría" T_C .

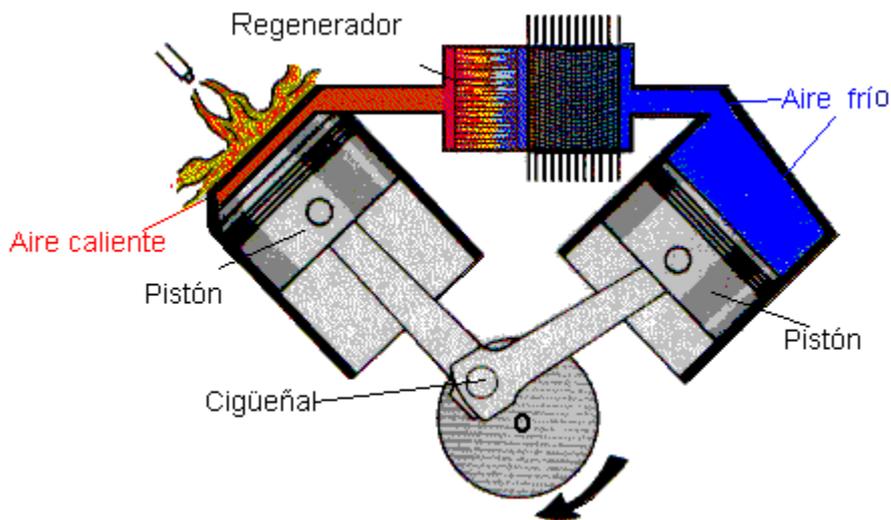


Figura 84 – Dibujo esquemático de un motor Stirling general

5.4 Cinemática del motor Stirling convencional

Los motores Stirling convencionales se han clasificado en tres categorías: *alpha*, *beta* y *gamma*. Esta clasificación se realiza en base a si el pistón de potencia y el desplazador se alojan en un solo cilindro (motor *beta*) o en cilindros separados

²⁶ Llamamos volumen muerto a todo volumen del gas de trabajo que no es desplazado por el desplazador.

(motores *alpha* y *gamma*), si el motor tiene dos cilindros separados y cada uno es un intercambiador de calor (uno frío y otro caliente) será un motor *alpha*, en cambio, si el motor contiene dos cilindros, pero ambos intercambiadores de calor se ubican en el cilindro que contiene al desplazador, será un motor *gamma*.

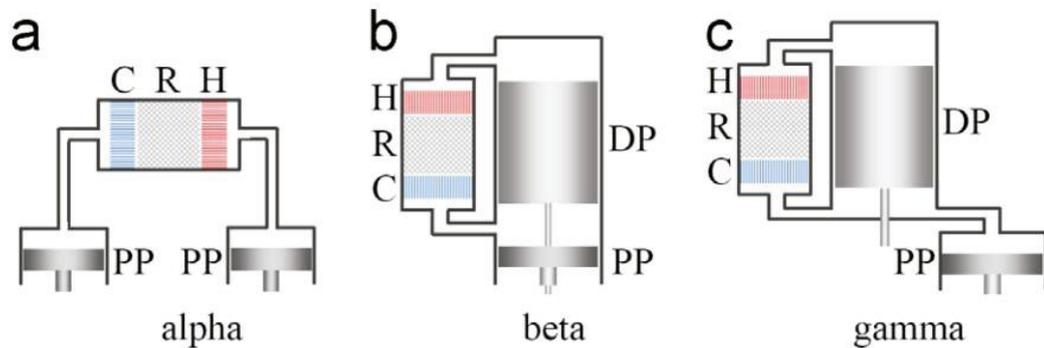


Figura 85 – Distintas configuraciones de motores Stirling

5.4.1 Motor Alpha

Este tipo de motor no utiliza desplazador como en la patente original de Stirling, pero desde el punto de vista termodinámico el funcionamiento es similar. Fue diseñado por A. K. Rider en Estados Unidos en 1876, consta de dos cilindros independientes conectados por un tubo en el que se sitúa el regenerador que almacenará y cederá el calor.

En cada uno de los cilindros hay un pistón que se mueve 90 grados desfasado respecto al otro, uno de los cilindros se calienta mediante algún método y el otro se enfría mediante aletas o agua.

El desfase entre los dos pistones hace que el aire, pase de un cilindro a otro calentándose, enfriándose y realizando el trabajo que permite el funcionamiento del motor.

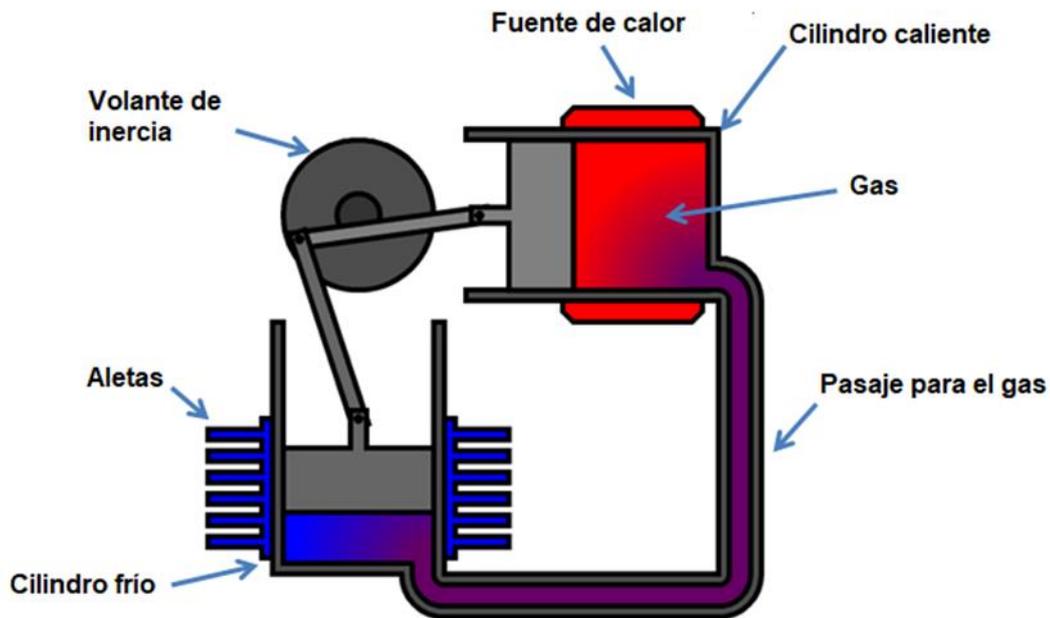


Figura 86 – Motor Stirling tipo alpha

5.4.2 Motor beta

El motor original de Stirling es de este tipo, consta de un cilindro, con una zona caliente, una zona fría (refrigerada por aletas, agua etc.), en el interior del cilindro está el desplazador cuya misión es pasar el aire de la zona fría a la caliente y viceversa.

Los motores pequeños no suelen llevar regenerador, únicamente una holgura de algunas décimas de milímetro entre el desplazador y el cilindro para permitir el paso del aire.

Los motores grandes suelen llevar un regenerador externo por el que debe pasar el aire en su camino de la zona fría a la caliente y viceversa. Concéntrico con el desplazador está situado el pistón de potencia.

Mediante un cigüeñal especial el movimiento del pistón y el desplazador están desfasados 90 grados, lo que permite que el motor funcione, desde el punto de vista termodinámico es el motor más eficaz, pero su construcción es complicada ya que el pistón debe de tener dos bielas y permitir el paso del vástago que mueve el desplazador.

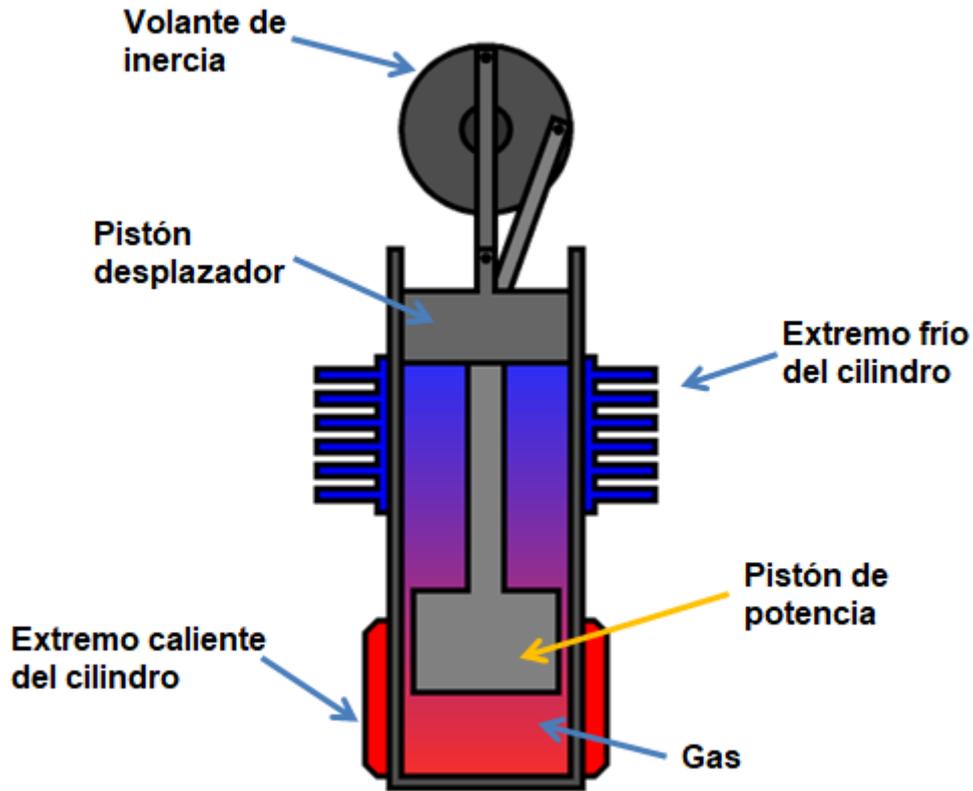


Figura 87 – Motor Stirling tipo beta

5.4.3 Motor gamma

Este tipo de motor está derivado del *beta*, consta de dos cilindros separados en uno de los cuales se sitúa el desplazador y en otro el pistón de potencia.

Los sistemas para enfriar y calentar son idénticos a los del tipo *beta*, en este tipo el pistón de potencia es mucho más sencillo ya que es similar al de un motor de motocicleta. Aquí el pistón y el desplazador también deben de moverse desfasados 90 grados, lo cual se consigue mediante el cigüeñal adecuado.

Desde el punto de vista termodinámico es menos eficaz que el tipo *beta*, puesto que la expansión de trabajo se realiza en su totalidad a menor temperatura y presenta una relación de compresión menor a los anteriores.

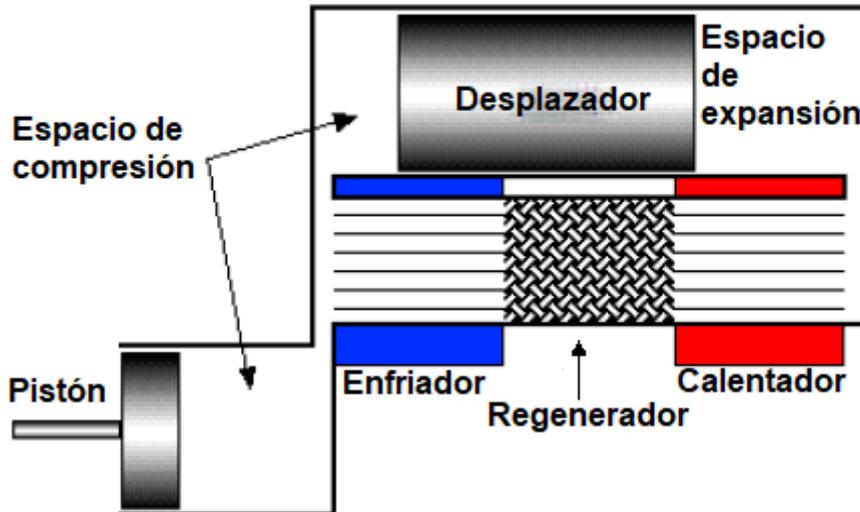


Figura 88 – Motor Stirling tipo gamma

5.5 Descripción de los componentes de un motor Stirling

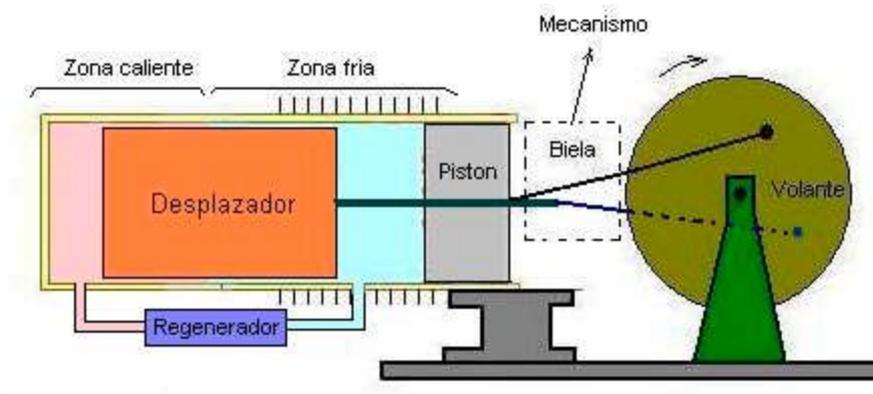


Figura 89 – Motor Stirling tipo beta simplificado

5.5.1 Zona caliente

Esta es la parte del motor donde se le entrega (transfiere) calor, y, por consiguiente, estará sometido a altas temperaturas (alrededor de 800°C). Los materiales por utilizar para su fabricación deberían ser materiales resistentes al *creep*. Se podría utilizar acero inoxidable austenítico, acero al Cr-Mo, etc.

El diseño de la zona caliente varía de acuerdo con el fluido de trabajo a utilizar, esto es debido a las propiedades del fluido. Por ejemplo, el He tiene una conductividad térmica de seis veces la conductividad del aire, por esta razón el diámetro interno de los tubos de la zona caliente debería ser más pequeño si utilizamos aire como fluido de trabajo, esto es para hacer más eficiente la transferencia de calor debido a la baja conductividad térmica del aire. Un motor diseñado para utilizar aire, si funciona eficientemente utilizando He y H_2 , pero no ocurre lo contrario.

5.5.2 Zona fría

En esta parte se extrae calor del motor. La extracción de calor puede realizarse por convección libre o forzada. En el caso que sea libre, ésta puede realizarse mediante la colocación de aletas de aluminio para disipar rápidamente el calor.

En el caso de una refrigeración forzada, ésta se realiza acondicionando una camiseta de agua. Esta parte puede hacerse de acero inoxidable, fierro fundido, aluminio, cobre, etc. Estos dos últimos materiales se pueden utilizar en motores de baja potencia o experimentales, ya que en motores de alta potencia sería necesario un mayor espesor de éstos, y el costo sería elevado.

5.6 Sistema de refrigeración de un motor Stirling

El sistema de refrigeración tiene como objeto evacuar el calor del fluido de trabajo hacia un medio exterior más frío. Este es una parte muy importante del motor, porque debe ser capaz de evacuar por lo menos el 50% del calor que recibe el motor, y que lo debe hacer a la menor temperatura posible para mejorar la eficiencia térmica del motor. Existen dos tipos de refrigeración:

5.6.1 Refrigeración por aire

Puede ser por convección natural o forzada. Es necesario acoplar aletas al cilindro; es una transmisión poco eficiente y se utiliza en motores lentos y no presurizados, mayormente se utiliza en pequeños motores demostrativos.

5.6.2 Refrigeración por agua

Es la más eficiente si se dispone de una fuente inagotable de agua a temperatura ambiente (ríos, lagos, red pública). Sólo se puede utilizar en motores estacionarios. En motores que no son estacionarios lo más recomendable es utilizar un circuito de agua con radiador, el único inconveniente es que se consume energía para bombear el agua e impulsar el aire.

5.6.3 Regenerador

Esta es una parte muy importante del motor Stirling. Es sumamente necesario hacer uso del regenerador cuando el motor Stirling es presurizado, y, también, cuando el motor tenga grandes dimensiones a pesar de que no esté presurizado. El regenerador absorbe y entrega calor al fluido de trabajo compensando una parte del calor perdido por el motor, haciendo que la potencia y velocidad del motor se incrementen, esto sucede porque cuando trabaja el regenerador el fluido de trabajo necesitaría absorber menos calor en cada ciclo, con lo cual hace que el ciclo necesite de menos tiempo para realizarse y también se consume menos cantidad de combustible.

El regenerador trabaja de la siguiente manera: suponiendo que el gas en la zona caliente está a 400°C y en la zona fría a 40°C . Cuando el gas pasa de la zona fría a la zona caliente, un regenerador ideal elevaría la temperatura del gas hasta 300°C , por lo tanto, el calentador tiene que entregar menos cantidad de calor para subir la temperatura del gas de 300 a 400°C ; de la misma manera, cuando el gas pasa

de la zona caliente a la zona fría, el calor absorbido por el regenerador dejaría al gas que está en el lado frío a una temperatura de 100°C , y sólo se tendría que enfriar un poco para pasar de 100 a 40°C . Con esto se lograría, en ambos casos, reducir el tiempo de calentamiento y enfriamiento del gas con lo cual el ciclo se desarrolla más rápidamente.

Existen varias disposiciones de los regeneradores, entre los cuales están los estáticos y los móviles. Los móviles mayormente están dentro del desplazador y los estáticos pueden estar dentro o fuera del cilindro.

5.6.4 Pistón

Esta parte es la que realiza el trabajo motriz, y va conectado al mecanismo de transformación de movimiento. El pistón debe ser ligero porque el gas realiza trabajo sólo durante la expansión. Debido a que el pistón está en la zona fría del motor, sí se puede utilizar aluminio para su construcción.

El pistón debe llevar anillos en el caso de que el motor sea presurizado y se podría obviar éstos en el caso de ser un motor pequeño o experimental.

5.6.5 Desplazador

Esta parte es la encargada de desplazar el aire de una zona a otra. Esta parte debe ser capaz de generar un gradiente de temperatura entre la zona caliente y la zona fría. Idealmente, esto se lograría haciendo que la cámara central del desplazador sea un aislador térmico, pero debido a que sería complicada su construcción, se puede hacer el desplazador largo y que el material tenga baja conductividad térmica; por otra parte, éste debe ser capaz de soportar altas temperaturas, porque la zona caliente siempre se mantendrá a alta temperatura.

El desplazador también debe ser liviano porque, en la expansión, sube, juntamente con el pistón, y si éstos son pesados hacen más difícil la expansión del gas, y, por consiguiente, disminuye la potencia. Mayormente, los desplazadores se construyen de acero inoxidable por sus propiedades de conductividad térmica y de resistencia a altas temperaturas.

La longitud de un desplazador puede ser de 1 a 3 veces su diámetro, y la holgura radial que debe haber entre éste y el cilindro es de 1 a 2% del diámetro del cilindro, para que exista un efecto de regeneración.

5.7 Matriz de decisión

5.7.1 Elección de la configuración del motor

Aquí se decidirá qué tipo de motor Stirling es el que mejor se adapta a las condiciones mencionadas en el capítulo 1, otorgando puntos del 1 (muy inconveniente) al 5 (muy conveniente) para cada uno de los motores estudiados en este capítulo.

Criterio	Alpha	Beta	Gamma
Costo inicial	3	3	2
Mantenibilidad	3	3	2
Robustez	5	3	2
Eficiencia	4	3	4
Potencia	3	5	3
Facilidad de integración con el disco parabólico	3	5	2
TOTAL	21	22	15

Tabla 6 - Matriz de decisión configuración del motor Stirling

El valor más alto lo obtuvo el motor beta, por lo que será ese modelo el que se propondrá, y sobre el que se trabajará en capítulos ulteriores.

5.7.2 Selección del gas de trabajo

Una segunda matriz de decisión que se estudiará en este capítulo es la del gas que se utilizará como fluido de trabajo en el motor Stirling. A grandes rasgos, existen dos grandes opciones: aire y helio.

Criterio	Helio	Aire
Eficiencia térmica	5	3
Conductividad térmica	4	3
Masa molecular	5	3
Densidad	3	4
Sensibilidad a la humedad	5	3
Disponibilidad y costo	3	5
TOTAL	25	21

Tabla 7 - Matriz de decisión gas de trabajo

En este caso el helio demuestra ser más conveniente, por lo que se propondrá usar este gas como fluido de trabajo en este trabajo.

6. TEORÍA Y MODELADO GENERAL DEL MOTOR STIRLING PARA EL USO CON DISCO PARABÓLICO SOLAR PARA LA CONVERSIÓN DE ENERGÍA TÉRMICA EN ELÉCTRICA

*Thoroughly conscious ignorance is the prelude to every real advance in science.*²⁷

James Clerk Maxwell

6.1 Antecedentes

Como ya se explicó, existen tres tipos principales de motores Stirling: el tipo α , el tipo β y el tipo γ , dependiendo de la disposición de las cámaras de compresión y expansión, así como de la configuración del flujo de gas de trabajo. Recientemente, [36] se han revisado las principales diferencias entre estos tres tipos y se investigó su rendimiento relativo con el objetivo de optimizar los parámetros geométricos.

Los motores Stirling también pueden clasificarse como motores de alta diferencia de temperatura o motores de baja diferencia de temperatura, según el rango de temperaturas de los depósitos de calor caliente y frío, lo cual, a su vez, depende del tipo de aplicación. Por otro lado, si se invierte el ciclo térmico, la máquina Stirling se puede utilizar como una bomba de calor en aplicaciones de refrigeración criogénica. [27]

Uno de los primeros intentos de modelar el motor Stirling fue realizado por Schmidt [156], aproximadamente cincuenta años después de su invención. En este modelo, la expansión y compresión de un gas de trabajo ideal en el motor se consideran como procesos isotérmicos y se asume una variación sinusoidal del volumen del gas en función del ángulo de la manivela. También se asume una transferencia de calor y regeneración perfectamente efectivas, lo que implica que la temperatura del gas es localmente igual a la temperatura de la pared en las cámaras de expansión y compresión, así como en el regenerador.

Sin embargo, los procesos adiabáticos describen mejor los fenómenos termodinámicos reales dentro del motor. En un análisis adiabático ideal, se asume que los espacios de compresión y expansión están térmicamente aislados y que la entrada y salida de calor al ciclo ocurren en el calentador y en el enfriador, respectivamente, que se modelan como zonas separadas de los espacios de expansión y compresión. También se asume una regeneración perfecta del calor.

Finkelstein [55] propuso un análisis semiadiabático que tiene en cuenta la transferencia de calor en los espacios de expansión y compresión con temperatura de pared constante, lo que implica coeficientes de transferencia de calor finitos y predice eficiencias más bajas debido a la irreversibilidad asociada con la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita. También se ha mejorado el modelado adiabático al considerar los efectos de los procesos imperfectos en los intercambiadores de calor y el regenerador,

²⁷ La ignorancia consciente y completa es el preludio de todo avance real en la ciencia.

incluyendo la caída de presión, conocido como modelo Simple. Si bien en 1983 se presentó una revisión exhaustiva de los enfoques de modelado isotérmico y adiabático, las versiones mejoradas de los modelos desarrollados por Finkelstein y por Urieli y Berchowitz aún se utilizan en la actualidad [64, 65]. Timoumi et al. [147] mejoraron aún más el modelo adiabático al considerar las pérdidas de energía asociadas con la caída de presión en los intercambiadores de calor, con la conducción de calor interna y externa, con el efecto de la lanzadera²⁸ en el desplazador y con la histéresis del resorte de gas²⁹, mientras que las pérdidas mecánicas debido a la fricción entre las partes móviles no se tuvieron en cuenta.

Otro enfoque utiliza el concepto de termodinámica de tiempo finito [43,17] para máquinas endorreversibles³⁰ en las que solo se incluyen las irreversibilidades externas asociadas a la transferencia de calor [80]. Este análisis también se puede aplicar en el caso de máquinas irreversibles al considerar además las irreversibilidades internas de un motor Stirling, como la fricción, la caída de presión y la generación de entropía [80, 160]. Un enfoque similar utiliza el concepto de termodinámica de velocidad finita y el llamado "método directo" para sistemas cerrados considerando los efectos tanto de las irreversibilidades internas como externas [39,112], lo que implica la integración directa de ecuaciones basadas en la primera ley para procesos de velocidad finita. Ahmadi et al. [2] llevaron a cabo la optimización de un motor Stirling basado en el análisis de la termodinámica de velocidad finita, obteniendo la máxima potencia de salida para la velocidad de rotación óptima, considerando también las pérdidas de presión. Babaelahi y Sayyaadi [8] modificaron el modelo adiabático para incluir pérdidas de lanzadera y fuga de masa, combinándolo con un análisis de termodinámica de velocidad finita para determinar la pérdida de potencia debido a la velocidad finita del pistón y la fricción mecánica. Hosseinzade y Sayyaadi [74] propusieron el modelo CAFS (*combined adiabatic-finite speed*³¹) basado en la combinación de análisis adiabático y termodinámica de velocidad finita,

²⁸ En un motor Stirling La lanzadera es una estructura que permite la transferencia de gas entre los dos cilindros, permitiendo que el gas caliente y el gas frío interactúen.

²⁹ En un motor Stirling, el resorte de gas se refiere al gas contenido en el cilindro del motor que actúa como medio de trabajo para realizar el ciclo termodinámico del motor. El término "resorte de gas" se refiere a cómo el gas actúa como un medio elástico para realizar el trabajo. Durante la fase de expansión, el gas se calienta y se expande, ejerciendo presión contra el pistón y realizando trabajo mecánico. Durante la fase de contracción, el gas se enfría y se contrae, generando una fuerza de retorno que ayuda a comprimir el gas y prepararlo para el siguiente ciclo. La histéresis en un resorte de gas se refiere a la diferencia entre las curvas de carga y descarga del resorte. En términos más simples, es la diferencia entre la fuerza necesaria para comprimir el resorte y la fuerza que el resorte ejerce cuando se expande.

³⁰ En el contexto de los motores térmicos, un motor endorreversible se considera reversible en el sentido de que puede operar en ambos sentidos, ya sea como un motor (convirtiendo calor en trabajo) o como un refrigerador (absorbiendo trabajo para transferir calor desde un lugar más frío a uno más cálido), dependiendo de las condiciones de operación.

En un motor endorreversible, se asume que todas las transferencias de calor son reversibles y que no hay irreversibilidades en el proceso. Esto significa que tanto el proceso de expansión como el de compresión pueden revertirse completamente sin pérdida de eficiencia. Sin embargo, en la práctica, los motores reales siempre tienen irreversibilidades debido a factores como la fricción y las pérdidas de calor, por lo que los motores endorreversibles sirven más como modelos ideales que como representaciones exactas de dispositivos físicos.

³¹ Velocidad finita adiabática combinada.

considerando el efecto de la velocidad finita del pistón, la estrangulación de presión en los intercambiadores de calor y el regenerador, y las pérdidas de fricción mecánica, junto con una nueva correlación para calcular la eficacia del regenerador. Hosseinzade et al. [75] propusieron un nuevo modelo analítico basado en la combinación del análisis politrópico de los procesos de expansión y compresión y el concepto de termodinámica de velocidad finita, mientras que Babaelahi y Sayyaadi [9,10,11] desarrollaron un nuevo modelo numérico para la simulación térmica de motores Stirling en el cual los procesos adiabáticos de los modelos anteriores se sustituyeron por procesos de expansión/compresión politrópicos. Una fuente de errores en estos modelos analíticos y numéricos es el uso de correlaciones de flujo constante para la transferencia de calor y la fricción en lugar de utilizar correlaciones para flujos no estacionarios, como se encuentran en los motores Stirling. En 2015, Barreno et al. [16] llevaron a cabo un estudio numérico y derivaron nuevas correlaciones para la caída de presión y la transferencia de calor en flujos alternativos en desarrollo.

Se propusieron modelos nodales basados en los principios de conservación de masa, energía y momento, junto con la ecuación de estado del gas de trabajo, dividiendo el motor en varios volúmenes de control. Finkelstein [56] desarrolló uno de los primeros modelos de este tipo, aunque ignorando el término de energía cinética y reduciendo la ecuación de momento a una forma simplificada. Urieli et al. [152] propusieron un modelo numérico más exacto al retener los efectos de energía cinética e inercia del gas y al discretizar el motor en volúmenes de control de diversos tamaños y formas. Se desarrollaron modelos más sofisticados utilizando dinámica de fluidos computacional (CFD, *computational fluid dynamics*), lo que permite una mayor precisión en el análisis numérico de los motores Stirling [93, 124]. Estos modelos se basan en los mismos principios de conservación de masa, momento y energía, pero utilizan una malla de discretización muy fina, lo que permite resolver los efectos locales de la turbulencia y la transferencia de calor en geometrías complejas, y constituyen una herramienta potente para diseñar y mejorar los motores Stirling. Sin embargo, existen desafíos importantes en el uso de modelos CFD debido a las características inestables del ciclo Stirling, con piezas en movimiento y volumen variable, lo que implica un dominio computacional cambiante y mallas adaptativas.

El regenerador es un componente importante que mejora la eficiencia del ciclo térmico. Sadrameli [123] presenta una revisión general de los modelos matemáticos utilizados en la simulación por computadora de regeneradores, incluyendo los utilizados en motores Stirling. En el caso de los motores Stirling de tipo β , el regenerador más simple consiste en el canal anular formado entre el desplazador y la pared del cilindro, que se puede modelar como un intercambiador de calor de flujo contrario e induce ventajosamente una baja caída de presión. La eficacia térmica de los regeneradores se mejora aún más si se utilizan materiales porosos. Chen et al. [35] desarrollaron un modelo CFD interno para estudiar el efecto de un regenerador móvil en el rendimiento de un motor Stirling de tipo β . En este caso, el regenerador consiste en un medio poroso adherido a la superficie exterior del desplazador, y mostraron que el regenerador

actúa como un amortiguador térmico entre los espacios de expansión y compresión.

Las simulaciones dinámicas de motores Stirling son necesarias para obtener la respuesta transitoria durante el período de arranque o en el caso de cambios en las condiciones de operación. Cheng y Yu [38] desarrollaron un modelo numérico para un motor Stirling de tipo β con mecanismo de accionamiento romboide, teniendo en cuenta los efectos no isotérmicos, la eficacia del regenerador y la resistencia térmica a la transferencia de calor en la zona caliente. También se llevó a cabo un estudio paramétrico para obtener la variación de la potencia de salida y la eficiencia en función de los parámetros geométricos y físicos. Los mismos autores también modelaron un motor Stirling de tipo β con mecanismo de accionamiento por leva incorporando un modelo dinámico del mecanismo de accionamiento con el modelo termodinámico [38] para prever la respuesta transitoria del motor en el período de arranque y obtener el efecto de la variación de diferentes parámetros operativos y geométricos. Un trabajo similar fue realizado por Cheng et al. [36] para el caso de un motor Stirling con retraso térmico, combinando el modelo termodinámico [50] con un modelo dinámico del mecanismo de accionamiento y llevando a cabo un detallado estudio paramétrico en diferentes modos de operación. También mostraron que existe una potencia máxima para una velocidad de motor óptima y que este valor máximo está fuertemente influenciado por los parámetros geométricos.

Cuando se utilizan para la conversión de energía solar, los motores Stirling se acoplan a sistemas ópticos que concentran la radiación solar en un receptor térmico, que a su vez está conectado térmicamente a la zona caliente de los motores, alcanzando así altas temperaturas. Chen et al. [33] investigaron el límite de eficiencia de un sistema compuesto por un colector solar y un motor Stirling, determinando la eficiencia máxima y la temperatura de operación óptima mediante la termodinámica de tiempo finito con irreversibilidades de conducción de calor y pérdidas regenerativas. Más recientemente, se utilizó un enfoque similar basado en la termodinámica irreversible y el método de multiplicadores de Lagrange para la optimización de un sistema Stirling impulsado por energía solar, y se extendió ese análisis para obtener la variación de la eficiencia óptima en función de algunos parámetros del sistema, como la relación de concentración, la relación de volumen y las irreversibilidades de transferencia de calor. Ahmadi et al. [2] llevaron a cabo una optimización de un motor Stirling alimentado por energía solar en el cual la potencia de salida y la eficiencia térmica general se maximizaron simultáneamente mediante el uso de algoritmos evolutivos multiobjetivo, mientras que la temperatura del absorbedor solar y las temperaturas más altas y más bajas del fluido de trabajo eran las variables de decisión.

Los receptores térmicos en motores Stirling alimentados por energía solar deben absorber la mayor cantidad posible de radiación solar y transferir esa energía al gas de trabajo del motor. Por ejemplo, una cavidad aislada con una pequeña abertura por la cual entra la radiación concentrada y que rodea la superficie del receptor ayuda a reducir las pérdidas de calor por convección y radiación térmica

hacia el entorno. Por otro lado, el punto focal se encuentra cerca de la abertura de la cavidad para reducir la intensidad del flujo solar concentrado en la superficie absorbente, evitando así puntos calientes en el receptor. Se ha presentado un estudio numérico y experimental sobre las distribuciones de flujo de radiación y temperatura en un receptor directamente iluminado utilizando el método de trazado de rayos de Monte Carlo para simular el sistema de concentración y un código CFD para modelar el flujo de fluido y la transferencia de calor conjugada en la cavidad del receptor, acoplando radiación, convección natural y conducción de calor juntas. También se ha desarrollado un receptor de cavidad compuesto por una ventana adicional de vidrio de cuarzo y un reflector secundario con el objetivo de mejorar su rendimiento térmico. Un estudio experimental se llevó a cabo para encontrar la configuración de receptor de cavidad más adecuada para la utilización máxima de radiación solar, en el cual se utilizaron parámetros adimensionales como la relación de apertura y la posición de la apertura para caracterizar las diferentes configuraciones.

Algunos trabajos informan sobre la simulación de generadores eléctricos conectados a motores Stirling alimentados por energía solar. Se ha estudiado un sistema de conversión térmica-eléctrica Stirling con rectificación de corriente eléctrica, pero sin incluir el análisis del concentrador solar y del receptor térmico, mientras que el modelo térmico del motor es bastante simple. También se simuló un sistema de disco/motor Stirling con receptor de cavidad y generador de inducción eléctrica en régimen estacionario con el propósito de revelar un sistema de control utilizando un volumen muerto variable para controlar la potencia y la velocidad del motor, considerando la insolación solar anual, las características mecánicas y las restricciones de frecuencia y voltaje impuestas por la red eléctrica.

En este estudio, se desarrolló un modelo numérico de un motor Stirling de tipo β alimentado por energía solar a pequeña escala para la conversión de energía térmica a eléctrica. Este modelo dinámico incluye simulaciones del flujo de radiación concentrada, el receptor térmico, los submodelos del motor Stirling y el generador eléctrico, lo que permite determinar las condiciones necesarias para el arranque del motor y prever la respuesta transitoria del sistema. La radiación solar se concentra a través de un plato parabólico en la superficie exterior del cilindro en la zona caliente del motor, que por lo tanto consiste en un receptor directamente iluminado. Se puede utilizar una cavidad para encapsular la zona caliente con el fin de reducir las pérdidas de calor al entorno. Sin embargo, debido al pequeño tamaño del motor y con el objetivo de mantener el sistema lo más simple posible, la disminución en la eficiencia global si se utiliza una cavidad menos efectiva puede ser compensada con un concentrador algo más grande para una potencia de salida dada. Por otro lado, como la radiación se concentra directamente en el cilindro, la temperatura en la zona caliente tiende a aumentar, lo que aumenta la eficiencia del motor, respetando los límites térmicos de los materiales, típicamente en un rango de temperatura de 650 °C a 900 °C. Estos aspectos también se abordan en este estudio utilizando un sistema sin cavidad como configuración de referencia, y se discute el equilibrio entre la complejidad del sistema y la eficiencia.

El modelo termodinámico del motor se basa en la aplicación de la ecuación de energía a los espacios de expansión, compresión y regenerador, junto con el principio de conservación de masa y la ecuación de estado de los gases ideales. Las tasas de transferencia de calor en los espacios de expansión y compresión se modelan utilizando coeficientes finitos de transferencia de calor, mientras que se asume un valor de eficacia en el caso del regenerador, teniendo en cuenta las imperfecciones en la transferencia de calor y los procesos no isotérmicos. El modelo permite determinar la presión, el volumen y la temperatura en cada espacio en función del tiempo o del ángulo de la manivela, y se propone una modelización mejorada de la temperatura del gas condicional en la entrada y salida del regenerador. La integración del modelo termodinámico con los modelos mecánicos y eléctricos permite obtener la velocidad de rotación del motor y la corriente alterna y el voltaje en la salida del generador. El control de las variables eléctricas para que coincidan con las condiciones de la red eléctrica ya sea mediante la variación de la velocidad de rotación o electrónicamente a través de circuitos rectificadores e inversores, no se aborda en este trabajo; en su lugar, se asume que la energía eléctrica se disipa en una carga resistiva, solo con fines de simulación. La potencia de salida y la eficiencia del sistema se calculan para una configuración específica que resulta de la optimización del factor de concentración.

Se realizaron las siguientes simplificaciones:

- (1) El concentrador es un plato parabólico perfecto sin imperfecciones de fabricación y los rayos solares son perpendiculares al área de apertura.
- (2) Las pérdidas de presión en el regenerador son despreciables, por lo que se asume una presión uniforme en todo el motor.
- (3) No se considera el efecto de la lanzadera, la histéresis del resorte de gas y las fugas del motor.
- (4) La conducción de calor interna y externa en la dirección axial es despreciable.
- (5) La masa del pistón, desplazador y bielas es despreciable, no se consideran las pérdidas mecánicas debido a la fricción entre las partes móviles y no hay intercambio de trabajo a través del desplazador.

Los aspectos innovadores principales de este trabajo están relacionados con

- (i) la mejora en la modelización del balance de masa y las temperaturas condicionales en el regenerador,
- (ii) la integración de diversos modelos que abarcan todos los procesos de conversión de energía involucrados, permitiendo así determinar las condiciones de inicio del motor, la respuesta transitoria y las eficiencias de los diferentes componentes.

También se encuentra un factor de concentración óptimo basado en la eficiencia global y el flujo de radiación concentrada en el receptor térmico.

6.2 Sistema de concentración solar

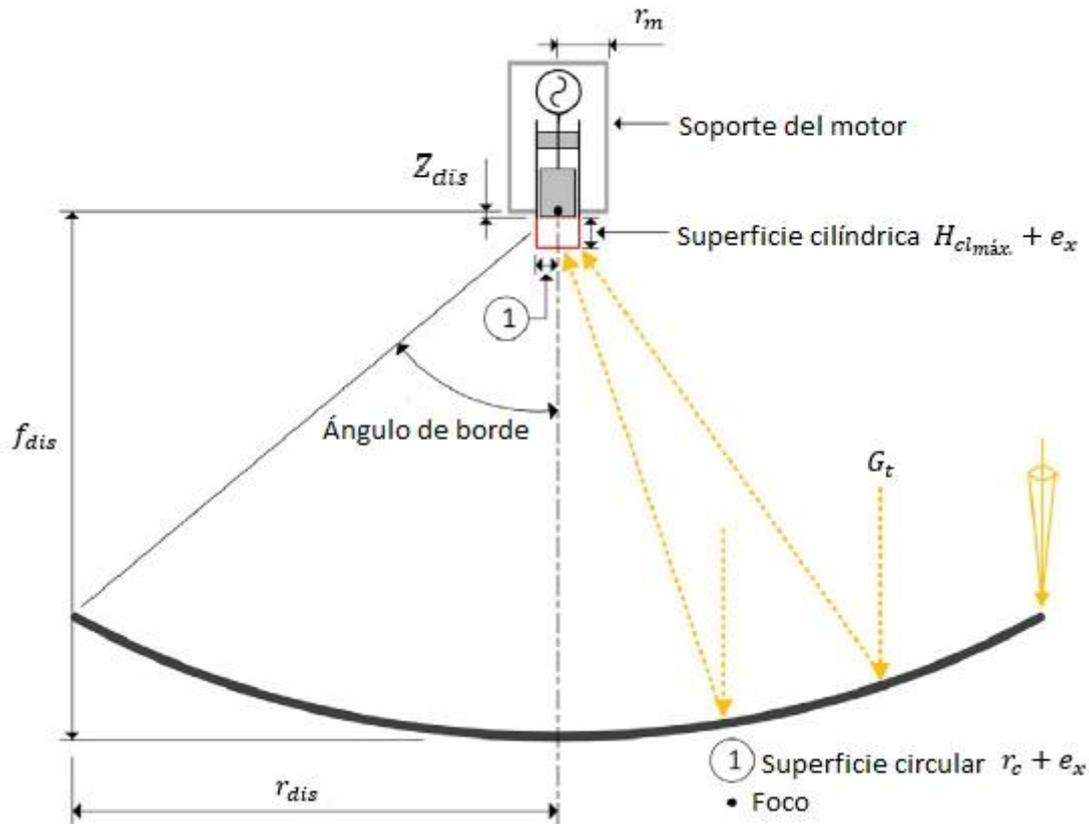


Figura 90 – Sistema de concentración

El sistema de concentración solar consiste en un plato parabólico de radio r_{dis} y distancia focal f_{dis} , como se muestra en la [Figura 90](#), donde la radiación solar se concentra en la superficie exterior del cilindro en la zona caliente del motor. La altura del cilindro de extremo cerrado que constituye el receptor térmico corresponde a la distancia máxima de desplazamiento interno del desplazador medida externamente desde el extremo superior del motor. El radio del plato parabólico se determina como función del factor de concentración deseado, C , y del área directamente irradiada del receptor térmico, A_H , utilizando las siguientes relaciones:

$$A_{ir} = A_H C \quad (41)$$

$$A_{ir} = \pi(r_{dis}^2 + r_m^2) \quad (42)$$

$$r_{dis} = \left(\frac{A_H C}{\pi} + r_m^2 \right)^{1/2} \quad (43)$$

Donde A_{ir} es el área de apertura irradiada del concentrador y r_m es el radio del soporte del motor que produce una sombra en el plato. El perfil parabólico completo se obtiene estableciendo una longitud focal, mientras que también se proporciona una distancia Z_{dis} entre el receptor y el soporte para iluminar adecuadamente su superficie cilíndrica debido a la posición del receptor en

relación con los rayos solares concentrados. En este estudio, se utiliza el método Monte Carlo para la modelización de trazado de rayos con la ayuda del software Tonatiuh [M], que incluye el efecto de la distribución radial de la radiación solar incidente (forma del sol) caracterizada por la proporción circumsolar (CSR), definida como la relación entre la cantidad de energía contenida en la aureola circumsolar y la cantidad total de energía directa que llega desde el sol.

El método de Monte Carlo para el trazado de rayos solares consiste en generar múltiples rayos solares aleatorios (fotones) en el área de apertura del concentrador, luego se determina la trayectoria de los fotones utilizando las leyes de reflexión y números aleatorios para decidir si cada fotón se absorbe o refleja según las propiedades de los materiales, es decir, la reflectividad y absorptividad del concentrador y la absorptividad del receptor. La energía de cada fotón se determina en función del número de rayos solares, el área de apertura del reflector solar y la irradiancia solar normal directa impuesta. Las salidas de Tonatiuh son las coordenadas de todos los fotones que llegan al receptor, siendo necesaria un análisis estadístico de su distribución para obtener el flujo de radiación en áreas cilíndricas y circulares.

El postprocesamiento se realiza dividiendo la superficie del receptor en pequeños elementos de área y luego convirtiendo la cantidad de fotones en cada uno de esos elementos en flujo de radiación, sabiendo que la energía de cada fotón está relacionada con la irradiancia solar normal directa. Esto permite determinar no solo la eficiencia óptica del concentrador y la cantidad total de energía que llega al receptor, sino también la distribución de ese flujo de energía en la superficie absorbente, lo cual es importante para identificar puntos calientes y optimizar el sistema. Las dimensiones del receptor térmico y los parámetros para la simulación de trazado de rayos utilizados en este estudio se presentan en la [Tabla 8](#). También se proporciona la longitud focal del concentrador y la ubicación del motor en relación con el foco, junto con el número de elementos de superficie (celdas) para el cálculo del flujo de radiación. Se seleccionaron valores típicos de irradiancia solar normal directa y reflectancia.

La distribución del flujo de energía en las superficies cilíndricas y circulares del receptor para los valores presentados en la [Tabla 8](#) y un factor de concentración de 250 se muestra en las Figuras [91](#) y [92](#), respectivamente. La distancia axial se representa con referencia al punto medio de la longitud del receptor y asumiendo valores negativos hacia el extremo superior. El flujo máximo ocurre en una banda en forma de anillo de la superficie cilíndrica, mientras que la pequeña zona de sombra en el centro de la superficie circular presenta el flujo de radiación más bajo. El factor de concentración, la posición del receptor en relación con el foco y la variación del ángulo de incidencia de los rayos solares a lo largo de la superficie cilíndrica influyen fuertemente en la posición y nitidez de este máximo.

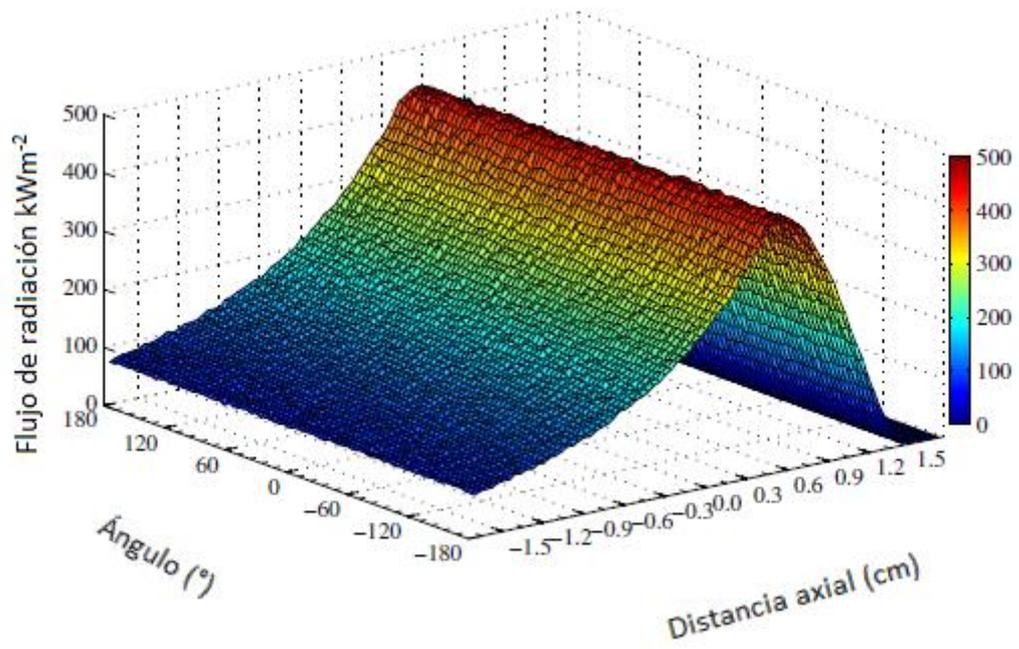


Figura 91 - Flujo de radiación en la superficie cilíndrica del receptor térmico ($C = 250$)

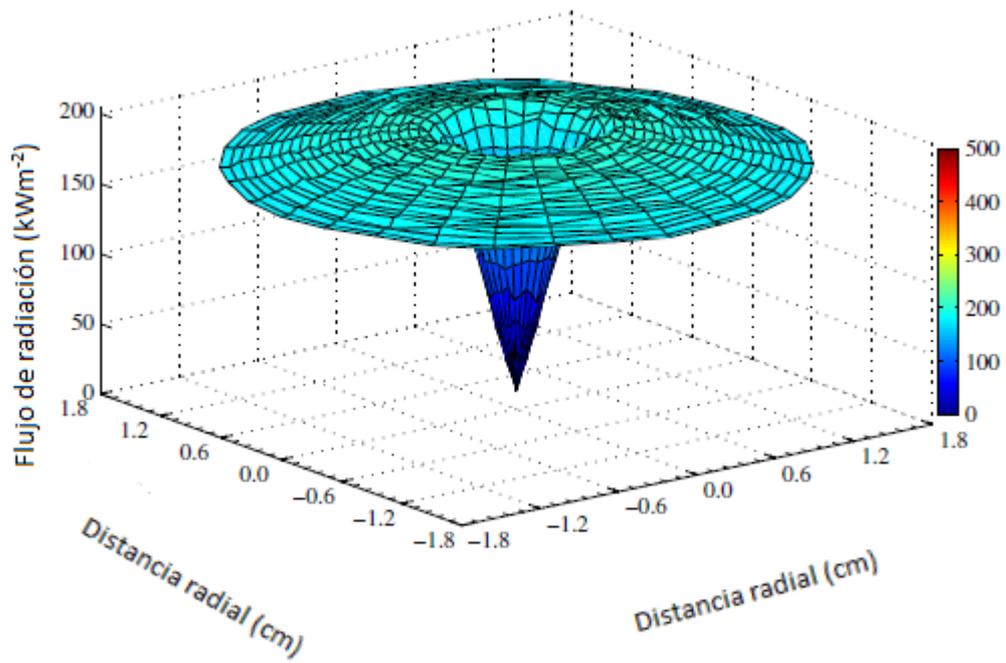


Figura 92 - Flujo de radiación en la superficie circular del receptor térmico ($C = 250$)

Dimensiones y parámetros para la simulación de concentrador solar.	
r_c [cm]	1,70
$H_{cl_{max}}$ [cm]	3,41
e_x [cm]	0,10
r_m [cm]	5,00
f_{dis} [cm]	70,00
Z_{dis} [cm]	0,8525
G_t [W/m ²]	800,00
Razón circunsolar, CSR	2%
Número total de fotones (rayos)	250x10 ⁶
Reflectancia del concentrador, ρ	0,95
Número de celdas en la zona cilíndrica	80 x 80
Número de celdas en la zona circular	30 x 30

Tabla 8 - Dimensiones y parámetros para la simulación de concentrador solar

La [Figura 94](#) muestra el flujo de radiación en la superficie cilíndrica para diferentes valores del factor de concentración con todos los demás parámetros constantes. La energía que llega a la superficie circular permanece casi sin cambios. Se observa que mayores factores de concentración conducen a bandas más estrechas de flujo de radiación de alta intensidad ubicadas más lejos del extremo del receptor. Este efecto también es evidente en el flujo de radiación integrado en función de la distancia axial, como se muestra en la [Figura 93](#) en forma adimensional con referencia a la energía total recibida en la superficie cilíndrica. Para esta configuración particular, un factor de concentración de alrededor de 250 resulta en una distribución de energía más uniforme, mientras que, para valores más bajos, el área no iluminada aumenta y para valores más altos hay una mayor cantidad de radiación que se concentra fuera del receptor. En este último caso, la pérdida de radiación concentrada puede corregirse en cierta medida disminuyendo la distancia z_{dis} , sin embargo, el problema de la creciente no uniformidad del flujo de radiación persiste. Aunque no se modela en detalle en este trabajo, un perfil de energía más uniforme como el de $C = 250$ también es ventajoso en cuanto a la transferencia de calor al gas de trabajo y para reducir el riesgo de puntos calientes en el receptor térmico. Este factor de concentración óptimo será diferente si se cambian los parámetros de la [Tabla 8](#), principalmente al cambiar z_{dis} y f_{dis} .

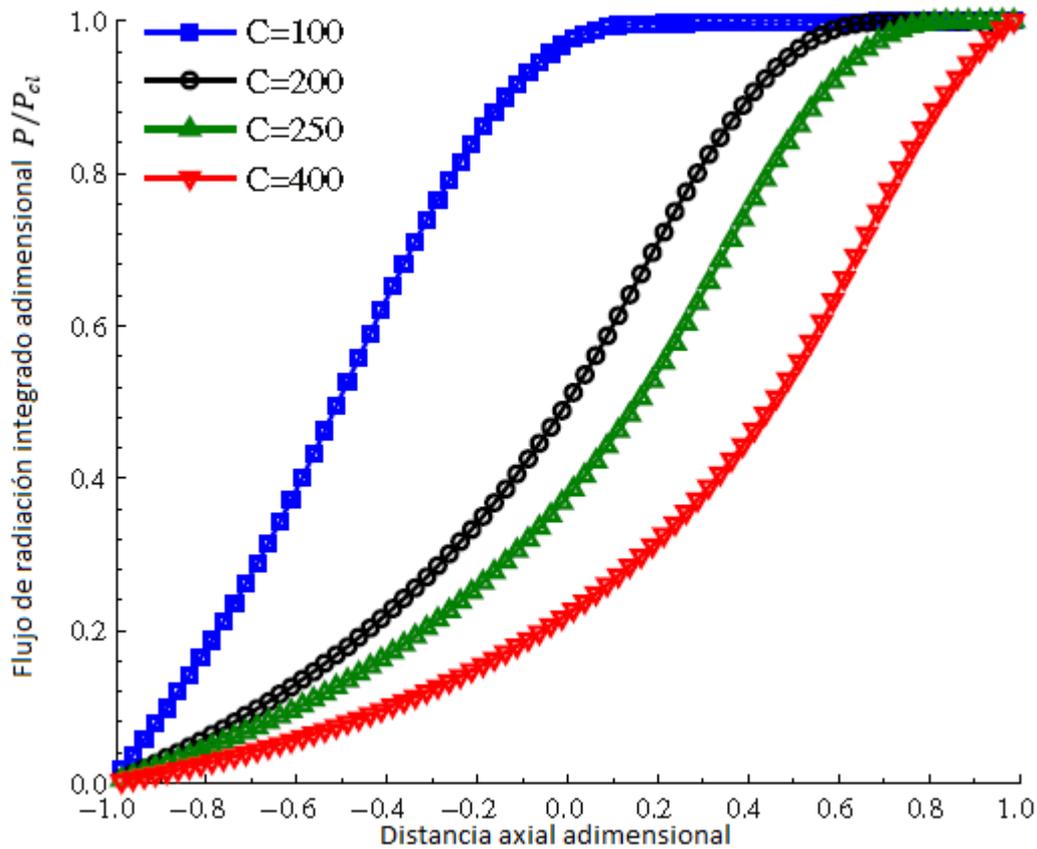


Figura 93 - Flujo de radiación integrado adimensional en la superficie cilíndrica del receptor

La eficiencia óptica total del sistema de concentración solar se calcula mediante:

$$\eta_{opt} = \frac{P_{cir} + P_{cl}}{P_{dis}} \quad (44)$$

Donde P_{cir} y P_{cl} son la potencia incidente en las superficies circular y cilíndrica del receptor térmico, respectivamente, y P_{dis} es la potencia solar incidente en el área de apertura del plato parabólico. P_{dis} depende del área de apertura y la irradiancia solar, mientras que P_{cir} y P_{cl} se obtienen mediante la integración numérica del flujo de radiación incidente en cada una de las superficies. Los valores de la potencia solar incidente y concentrada, así como la eficiencia óptica, se presentan en la Tabla 6. El ángulo del borde del concentrador a partir del cual se definió el perfil del plato parabólico junto con la distancia focal también se presenta para cada uno de los factores de concentración. Para un valor de $C = 250$, la energía total que llega al receptor es de 942,47 W con una eficiencia óptica global del 94,5%.

C	Ángulo de borde [°]	P_{dis} [W]	P_{cir} [W]	P_{cl} [W]	η_{opt} [%]
100	32,01	398,97	185,74	191,19	94,60
200	44,00	797,32	186,27	567,99	94,60
250	48,59	997,32	186,42	756,05	94,50
400	59,39	1596,13	186,73	1286,50	92,30

Tabla 9 - Características en función de C

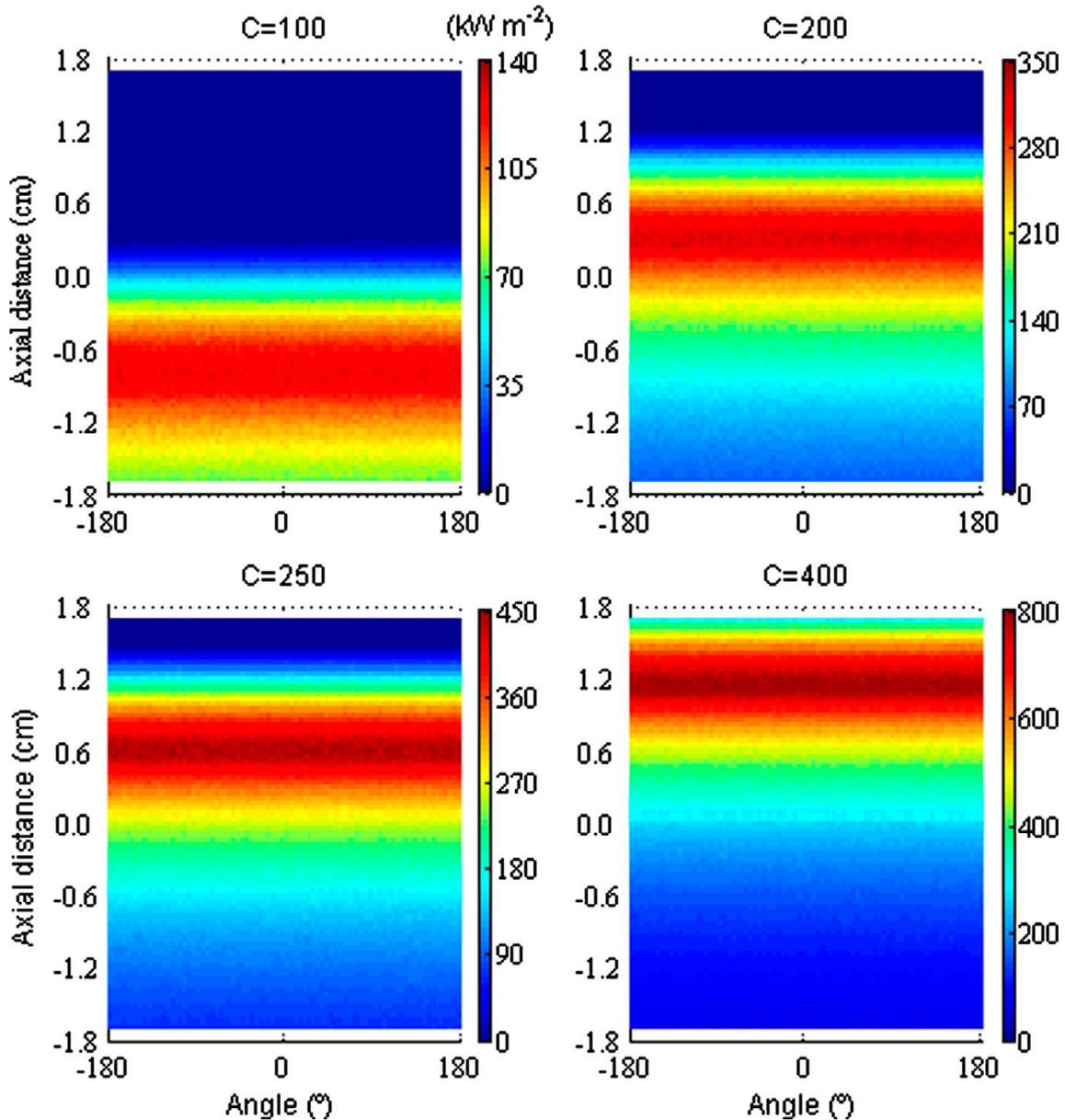


Figura 94 - Flujo de radiación en la superficie cilíndrica del receptor para varios factores de concentración

6.3 Modelo del receptor térmico

El modelo del receptor térmico se basa en la ecuación de energía y utiliza las relaciones de transferencia de calor, lo que permite determinar su temperatura media. Esta temperatura media se utiliza luego como entrada para el modelo del

ciclo Stirling. La [Figura 95](#) muestra el esquema de la zona caliente del cilindro que constituye el receptor directamente iluminado y las tasas de transferencia de calor involucradas en el balance de energía.

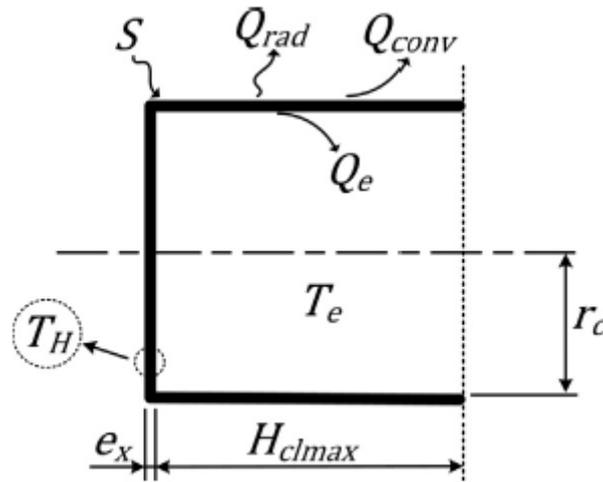


Figura 95 - Esquema del receptor térmico y su respectivo balance de energía

Aplicando el principio de conservación de energía al receptor térmico, se tiene

$$mc_p \frac{dT_H}{dt} = S - Q_{rad} - Q_{conv} - Q_e \quad (45)$$

Donde T_H es la temperatura media, m es la masa y c_p es la capacidad calorífica específica del material del cilindro. La radiación absorbida, S , y las pérdidas de calor convectivas y radiativas hacia el entorno, Q_{conv} y Q_{rad} , se expresan respectivamente como:

$$S = \alpha(P_{cir} - P_{cl}) \quad (46)$$

$$Q_{rad} = A_H h_{rad}(T_H - T_a) \quad (47)$$

$$Q_{conv} = A_H h_{conv}(T_h - T_a) \quad (48)$$

donde α es la absorptividad de la superficie receptora con área A_H y T_a es la temperatura del entorno. Los coeficientes de transferencia de calor por radiación y convección natural se calculan, respectivamente, a través de

$$h_{rad} = \sigma \varepsilon (T_H - T_a)(T_H^2 + T_a^2) \quad (49)$$

$$h_{conv} = \frac{kNu}{\mathcal{L}} \quad (50)$$

donde ε es la emisividad de la superficie y $\mathcal{L} = H_{clmax} + e_x$ es la dimensión característica del receptor cilíndrico. El número de Nusselt medio para la convección natural del aire desde un cilindro vertical con temperatura de pared uniforme puede aproximarse con la siguiente correlación [147].

$$\frac{Nu}{Nu_{FP}} = 1 + 0,300 \left[[32^{0,5}] \left(\frac{Ra_{\mathcal{L}}}{Pr} \right)^{0,25} \frac{\mathcal{L}}{D} \right]^{0,909} \quad (51)$$

donde $D = 2(r_c + e_x)$ es el diámetro externo del cilindro y Nu_{FP} es el número de Nusselt para la convección libre desde una placa plana vertical, dado por:

$$Nu_{FP} = 0,68 + \frac{0,67Ra_L^{0,25}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad (52)$$

La cual es válida para $Ra_L < 10^9$. El número de Rayleigh, Ra , se define en función de la diferencia de temperatura entre el receptor y el entorno como:

$$Ra = Pr \frac{g\beta L^3}{v^2} (T_H - T_a) \quad (53)$$

con las propiedades termodinámicas y de transporte del aire circundante en las Ecuaciones (50)-(53) calculadas como función de la temperatura media $T_m = (T_H + T_a)/2$ y con $\beta = 1/T_m$. En este estudio, dado que $L/D \sim 1$ y $(L/D)/(Ra_L/(1024Pr))^{0,25} \ll 1$ para el rango de temperatura del receptor, la proporción en la se reduce a $Nu/Nu_{FP} \sim 1$ y, por lo tanto, el número de Nusselt se puede aproximar directamente mediante la Ecuación (52). Finalmente, la eficiencia térmica del receptor se puede definir como:

$$\eta_{ter} = \frac{\bar{Q}_e}{\bar{S}} \quad (54)$$

en la cual tanto la entrada de calor a la máquina Stirling, \bar{S} , como el calor transferido al fluido de trabajo, \bar{Q}_e , son valores integrados a lo largo de un ciclo completo. Las propiedades termodinámicas y radiativas del material del receptor térmico se proporcionan en la [Tabla 10](#).

$c_p [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	460
$\rho [kg \cdot m^{-3}]$	7.860
ε	0,8
α	0,9

Tabla 10 - Propiedades termodinámicas y radiativas del material del receptor térmico

6.4 Modelo de motor Stirling

La [Figura 96](#) ilustra el esquema del motor Stirling tipo β . El fluido de trabajo dentro del motor es helio. Se establece un conjunto de ecuaciones para describir la geometría del motor y su rotación, así como las relaciones termodinámicas para el gas de trabajo utilizando las leyes de transferencia de calor y termodinámica. El motor consta de los espacios de compresión, expansión y regenerador, mientras que el pistón y el desplazador están conectados mecánicamente a una rueda y su movimiento relativo está desfasado por W . Conociendo la posición del desplazador y el pistón en función del ángulo del cigüeñal, h , es posible calcular el volumen de los espacios de expansión y compresión necesarios para el modelo termodinámico. Los principios de conservación de masa y energía, junto con la ecuación de estado de los gases ideales, se aplican para cada espacio, mientras que el principio de conservación de masa se utiliza para cerrar el conjunto de ecuaciones. En su forma general, el balance de energía de cada espacio es:

Tasa de cambio de la energía interna

= Tasa de intercambio de calor

– Tasa de intercambio de trabajo + Entalpía neta convectiva

No se incluyeron los términos de energía cinética y potencial, por lo tanto, se despreció su contribución en la ecuación de energía.

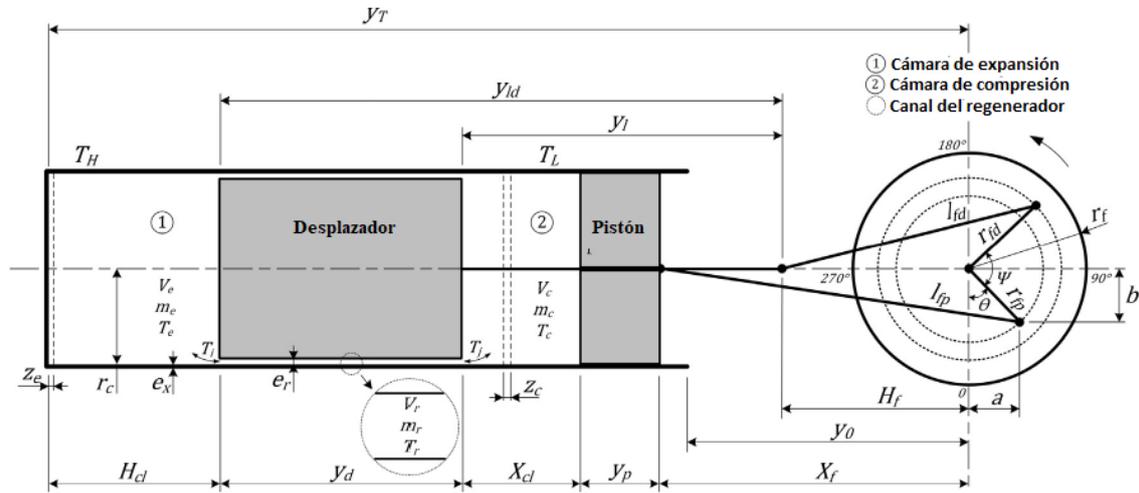


Figura 96 - Esquema del motor Stirling tipo beta con accionamiento por leva

6.4.1 Relaciones geométricas

Según la [Figura 96](#), se obtienen las siguientes ecuaciones a partir del análisis de la geometría del motor [134]:

$$x_f = \sqrt{l_{fp}^2 - (r_{fp} \cos(\theta))^2} - r_{fp} \sin(\theta) \quad (55)$$

$$H_f = \sqrt{l_{fd}^2 - (r_{fd} \cos(\theta + \Psi))^2} - r_{fd} \sin(\theta + \Psi) \quad (56)$$

$$y_T = l_{fd} + r_{fd} + y_{ld} + z_e \quad (57)$$

$$H_{cl} = y_T - (H_f + y_{ld}) \quad (58)$$

$$y_l = y_{ld} - y_d \quad (59)$$

$$X_{cl} = H_f + y_l - (X_f - y_l) \quad (60)$$

$$V_r = \pi(r_c^2 - (r_c - e_r)^2)y_d \quad (61)$$

$$V_e = \pi r_c^2 H_{cl} \quad (62)$$

$$y_0 = l_{fp} - r_{fp} \quad (63)$$

$$X_f + y_p < H_f + y_l \quad (64)$$

$$X_f > H_f \quad (65)$$

$$l_{fp} > r_f + r_{fp} \text{ y } l_{fd} > r_f + r_{fd} \quad (66)$$

Las Ecuaciones (64)–(66) son las condiciones necesarias para garantizar el funcionamiento correcto del motor, es decir, que el pistón no colisione con el

desplazador (Ecuación (64)) y que la biela del desplazador nunca sobrepase la base del pistón (Ecuación (65)). La Ecuación (66) se establece para controlar el correcto dimensionamiento del motor. De acuerdo con este esquema, es necesario definir de antemano los siguientes parámetros geométricos: r_f , r_{fd} , r_{fp} , l_{fd} , l_{fp} , r_f , Ψ , γ_p , γ_{ld} , z_e , e_r y e_x . Las demás dimensiones y parámetros se calculan utilizando las relaciones geométricas.

6.4.2 Análisis del regenerador

El regenerador puede modelarse como un intercambiador de calor de contracorriente. El gas caliente que fluye desde el espacio de expansión libera calor a las paredes del regenerador en la primera mitad del ciclo, mientras que, en la segunda mitad, al fluir desde el espacio de compresión con una temperatura más baja, recibe calor de las paredes del regenerador. El modelo del regenerador se basa en la suposición de que las temperaturas a lo largo del regenerador varían según un perfil lineal, como se muestra en la Figura 71. Vale la pena señalar que la temperatura del gas dentro de los espacios de expansión y compresión oscila durante el ciclo; sin embargo, aunque no hay un perfil fijo, se asume que aún tiene lugar una variación lineal de la temperatura a lo largo del regenerador. El perfil real de la temperatura a lo largo del regenerador es no lineal, ya que la tasa más alta de transferencia de calor ocurre en la entrada y disminuye progresivamente a lo largo de su recorrido en el regenerador, pero la suposición lineal es una aproximación aceptable.

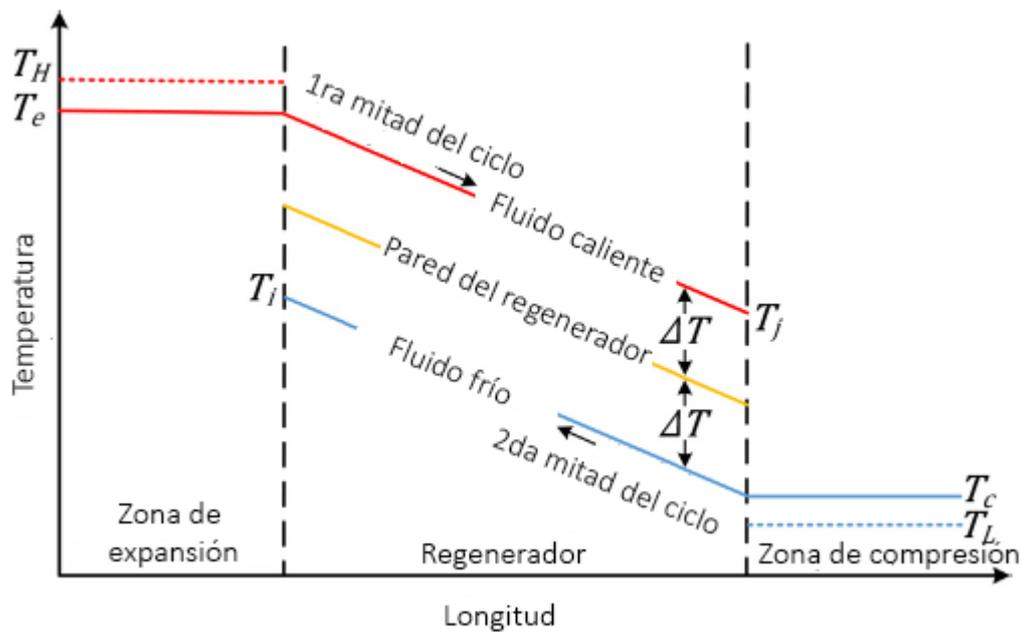


Figura 97 - Perfiles de temperatura en el regenerador.

Usando la definición de eficacia de un intercambiador de calor de contracorriente y asumiendo que la capacidad calorífica del gas de trabajo es la misma en cada semiciclo, la eficacia del regenerador se expresa como:

$$\varepsilon = \frac{T_e - T_j}{T_e - T_c} = \frac{T_i - T_c}{T_e - T_c} \quad (67)$$

en la cual T_e y T_c son las temperaturas del gas en los espacios de expansión y compresión, respectivamente, y T_i y T_j son las temperaturas de salida del regenerador en cada semi-ciclo. Sabiendo que:

$$T_c = T_i - 2\Delta T \quad (68)$$

y combinando las Ecuaciones (67) y (68), la eficacia del regenerador se expresa como:

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + 2\Delta T / (T_e - T_j)} \quad (69)$$

El cambio en entalpía del flujo de gas es igual al calor transferido entre el gas y el material del regenerador

$$Q_r = \dot{m}_m c_p (T_e - T_j) = A_r h_r \Delta T \quad (70)$$

Donde \dot{m} es la tasa de flujo de masa del gas, h_r es el coeficiente de transferencia de calor y A_r es el área de transferencia de calor. Por otro lado, a partir de la definición del número de unidades de transferencia, NTU, tenemos:

$$NTU = \frac{A_H h_r}{\dot{m}_m c_p} = \frac{T_e - T_j}{Q \Delta T} \quad (71)$$

y, combinando las Ecuaciones (69)–(71), el calor intercambiado en el regenerador se puede escribir como:

$$Q_r = A_r h_r \Delta T = \frac{2\varepsilon}{1-\varepsilon} \dot{m}_m c_p \Delta T \quad (72)$$

A partir de la Ecuación (72) se puede obtener la tasa de transferencia de calor en el regenerador sin utilizar el área y el coeficiente de transferencia de calor. Además, se define que:

$$\Delta T = \frac{T_e + T_c}{2} - T_r \quad (73)$$

lo cual representa la diferencia entre la temperatura media de la pared del regenerador, asumida como $(T_e + T_c)/2$, y la temperatura media del gas en el regenerador, T_r .

6.4.3 Modelo del ciclo térmico.

En este trabajo, se modela el ciclo térmico utilizando helio como gas de trabajo debido a sus propiedades ventajosas en comparación con el aire. Así, utilizando el principio de conservación de masa, la ecuación de estado para gases ideales y la ecuación de energía que describe todos los procesos en el motor, se obtiene el siguiente conjunto de ecuaciones:

$$\frac{dT_e}{dt} = \frac{Q_e - W_e + \frac{dm_e}{dt}(c_p T_i - c_v T_e)}{m_e c_v} \quad (74)$$

$$\frac{dT_r}{dt} = \frac{Q_r - \frac{dm_e}{dt}c_p T_i - \frac{dm_c}{dt}c_p T_j - \frac{dm_r}{dt}c_v T_r}{m_r c_v} \quad (75)$$

$$\frac{dT_c}{dt} = \frac{Q_c - W_c + \frac{dm_c}{dt}(c_p T_j - c_v T_c)}{m_c c_v} \quad (76)$$

$$m_T = m_e + m_r + m_c \quad (77)$$

$$P = \frac{m_T R_g}{\frac{V_e}{T_e} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_c}{T_c}} \quad (78)$$

$$m_e = \frac{PV_e}{R_g T_e} \quad (79)$$

$$m_r = \frac{PV_r}{R_g T_r} \quad (80)$$

$$m_c = \frac{PV_c}{R_g T_c} \quad (81)$$

en el cual P , V , T y m representan, respectivamente, presión, volumen, temperatura y masa ya sea en los espacios de expansión (e), compresión (c) o del regenerador (r). La masa total de gas, m_T , es constante y se determina de antemano en función de la presión de carga del motor, P_0 , para una temperatura dada, T_0 , y volumen total, V_0 , utilizando la ecuación de estado de los gases ideales en la forma:

$$m_T = \frac{P_0 V_0}{R_g T_0} \quad (82)$$

El volumen total de carga, V_0 , se determina como una función del ángulo inicial (de carga) de la manivela, θ_0 , utilizando las relaciones geométricas. Se supone una presión instantánea igual, P , en todo el motor y, por lo tanto, se desprecia la pérdida de presión en el regenerador debido a efectos viscosos.

Para determinar las temperaturas de entrada y/o salida del gas desde el regenerador, T_i y T_j , se utilizan las siguientes ecuaciones condicionales:

$$\frac{dm_e}{dt} < 0 \text{ y } \frac{dm_c}{dt} > 0 \rightarrow T_i = T_e \text{ y } T_j = T_e - \varepsilon(T_e - T_c) \quad (83)$$

$$\frac{dm_e}{dt} > 0 \text{ y } \frac{dm_c}{dt} < 0 \rightarrow T_i = T_c + \varepsilon(T_e - T_c) \text{ y } T_j = T_c \quad (84)$$

$$\frac{dm_e}{dt} < 0 \text{ y } \frac{dm_c}{dt} < 0 \rightarrow T_i = T_e \text{ y } T_j = T_c \quad (85)$$

$$\frac{dm_e}{dt} > 0 \text{ y } \frac{dm_c}{dt} > 0 \rightarrow T_i = T_r + \varepsilon(T_e - T_r) \text{ y } T_j = T_r - \varepsilon(T_r - T_c) \quad (86)$$

con ε siendo la efectividad del regenerador, según se define en la Ecuación (67). Las tasas de transferencia de calor en los espacios de expansión y compresión se obtienen a partir de

$$Q_e = A'_h h_e (T_H - T_e) \quad (87)$$

y

$$Q_c = A'_L h_c (T_L - T_c) \quad (88)$$

respectivamente, en las cuales h_e y h_c son los coeficientes de transferencia de calor y $A'_h = 0,9123A_h$ y $A'_L = 0,9444A_L$ son áreas internas de transferencia de calor, los factores numéricos 0,9123 y 0,9444 son las relaciones de áreas de transferencia de calor internas a externas para un espesor de cilindro de $e_x = 0,1 \text{ cm}$, y las áreas de transferencia de calor externas se dan por

$$A_H = \pi(r_c + e_x)^2 + 2\pi(r_c + e_x)(H_{cl_{m\acute{a}x}} + e_x) \quad (89)$$

$$A_L = 2\pi(r_c + e_x)X_{cl_{m\acute{a}x}} \quad (90)$$

La tasa de transferencia de calor en el regenerador se obtiene a partir de las Ecuaciones (72) y (73), asumiendo que la tasa de flujo de masa en el regenerador es igual a la variación promedio de la masa de gas en los espacios de expansión y compresión, lo que resulta en la siguiente ecuación:

$$Q_r = \frac{2\varepsilon}{1-\varepsilon} \frac{1}{2} \left(\left| \frac{dm_e}{dt} \right| + \left| \frac{dm_c}{dt} \right| \right) c_p \left(\frac{T_e + T_c}{2} - T_r \right) \quad (91)$$

El trabajo intercambiado en las cámaras de expansión y compresión se expresa como:

$$W_e = \bar{P} \frac{dV_e}{dt} \quad (92)$$

y

$$W_c = \bar{P} \frac{dV_c}{dt} \quad (93)$$

respectivamente, donde \bar{P} es la presión del gas estimada para el instante de tiempo $t + \delta t/2$ mediante el uso de

$$\bar{P} = P \left(\frac{dP}{dt} \right)_t \frac{\delta t}{2} \quad (94)$$

donde δt es el paso de tiempo utilizado en el método numérico de solución del sistema de ecuaciones. Las tasas de transferencia de calor promedio y el trabajo por ciclo, con un periodo T , se calculan mediante las siguientes ecuaciones:

$$\overline{Q_e} = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} Q_e dt = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} Q_e dt \quad (95)$$

$$\overline{Q_c} = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} Q_c dt = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} Q_c dt \quad (96)$$

$$\overline{Q_r} = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} Q_r dt = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} Q_r dt \quad (97)$$

$$\overline{W_T} = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} W_e dt + \frac{1}{T} \int_t^{t+T} W_c dt = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} W_e d\theta + \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} W_c d\theta \quad (98)$$

las cuales concuerdan con el balance global de energía

$$\overline{Q_e} = \overline{Q_c} + \overline{W_T} - \overline{Q_r} \quad (99)$$

mientras que la eficiencia del motor se determina mediante

$$\eta_{cic} = \frac{\overline{W_T}}{\overline{Q_e}} \quad (100)$$

Las otras cantidades promedio del ciclo, como la temperatura media del gas en los extremos caliente y frío del motor, pueden calcularse de manera similar. Los parámetros de simulación y las condiciones iniciales utilizadas en este trabajo se presentan en la [Tabla 11](#).

El lado frío del motor se considera a una temperatura constante y fija T_L , que puede lograrse, por ejemplo, mediante el uso de un sistema de enfriamiento de agua. La efectividad del regenerador y los coeficientes de transferencia de calor en los espacios de expansión y compresión dependen de la geometría, los materiales y las condiciones de transferencia de calor. Esto significa que, para cada caso específico, se requieren simulaciones numéricas detalladas adicionales o experimentos para determinar estos parámetros con mayor precisión.

Parámetros geométricos		Condiciones termodinámicas y de transferencia de calor	
r_{fd} [cm]	1,60	$T_a = T_L$ [K]	300
r_{fp} [cm]	1,20	P_a [kPa]	101,3
r_f [cm]	2,24	$h_e = h_c$ [$Wm^{-2}K^{-1}$]	1.000
y_d [cm]	4,00	ε	0,60
y_p [cm]	1,70	Propiedades del gas de trabajo	
y_{ld} [cm]	10,00	R_g [$Jkg^{-1}K^{-1}$]	2.080
l_{fd} [cm]	4,00	c_p [$Jkg^{-1}K^{-1}$]	5.190
l_{fp} [cm]	6,00	c_v [$Jkg^{-1}K^{-1}$]	3.120
$H_{cl_{m\acute{a}x}}$ [cm]	3,41	Condiciones iniciales	
$X_{cl_{m\acute{a}x}}$ [cm]	4,30	θ_0 [°]	0,00
$z_e = z_c$ [cm]	0,21	ω_0 [rpm]	1.000
e_r [cm]	0,10	Δt [s]	0,10
Ψ [°]	90	P_0 [kPa]	303,90
A_H [cm ²]	49,88	T_0 [K]	300
A_L [cm ²]	48,63	$T_{e0} = T_{r0} = T_{c0}$ [K]	300

Tabla 11 - Parámetros de simulación y condiciones iniciales

7. MODELO DE CONVERSIÓN DE ENERGÍA MECÁNICA A ELÉCTRICA

*I have harnessed the cosmic rays and caused them to operate a motive device.*³²

Nikola Tesla

7.1 Generalidades del modelo

Con el fin de simular la conversión de energía mecánica a eléctrica, se considera una máquina asíncrona de imán permanente, caracterizada por producir una salida de 380 *Vca*, 50 Hz, con 2 polos, a 3.000 *rpm*. Con estos datos puede verificarse la potencia mecánica que debe entregar el motor Stirling.

$$P_e = \eta_{Mec.} \cdot P_m \quad (101)$$

Sabiendo que la potencia eléctrica a generar, según se vio en el [Capítulo 1](#) es de 12 *kW*, se tomará como necesario generar una potencia eléctrica máxima de 15 *kW*. Si la eficiencia térmica del motor Stirling puede considerarse 97,07% según [X], entonces la potencia a desarrollar por el motor Stirling será de 15,45 *kW*, que puede redondearse directamente a 15 *kW*.

Mientras que la carga eléctrica se modela utilizando el circuito mostrado en la [Figura 98](#).

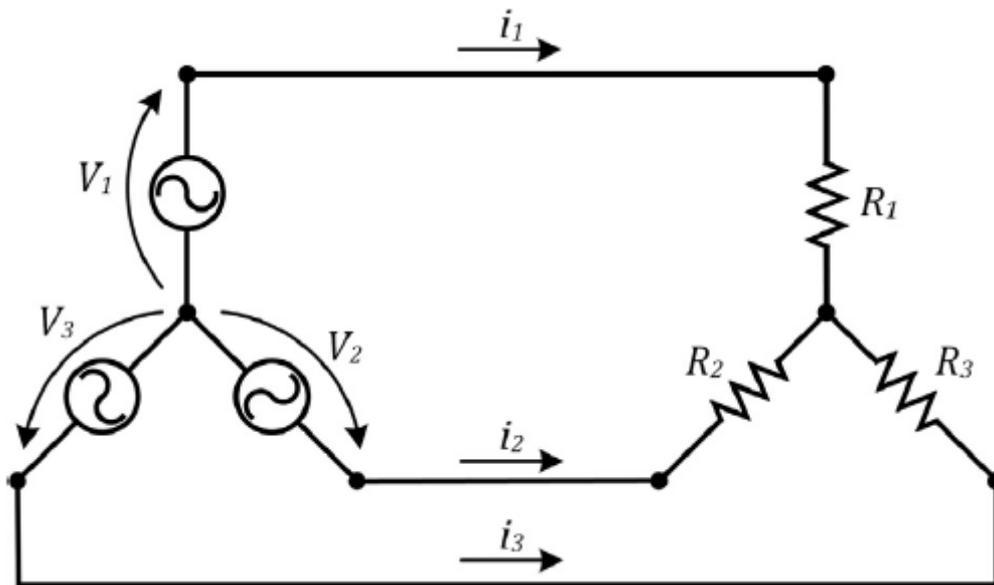


Figura 98 - Circuito de generador eléctrico y carga resistiva

La conversión de energía mecánica a eléctrica se modela resolviendo el siguiente sistema de ecuaciones [64]:

$$\frac{di_d}{dt} = \frac{V_D}{L_D} - \frac{R_S i_d}{L_d} + \frac{L_q p \omega i_q}{L_d} \quad (102)$$

³² "He aprovechado los rayos cósmicos y los he hecho operar un dispositivo motriz."

$$\frac{di_q}{dt} = \frac{V_q}{L_q} - \frac{R_s i_q}{L_q} - \frac{L_d p \omega i_d}{L_q} - \frac{\lambda p \omega}{L_q} \quad (103)$$

$$\tau_{elec} = 1,5p[\lambda i_q + (L_d - L_q)i_d i_q] \quad (104)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\tau_{elec} - \tau_{sf} - b\omega - \tau_{mec}}{J} \quad (105)$$

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega \quad (106)$$

en el cual L , i , V , R , τ y ω representan, respectivamente, inductancia, corriente eléctrica, voltaje, resistencia eléctrica, par y velocidad de rotación. El modelo de ciclo térmico está acoplado al modelo de conversión de mecánica a eléctrica a través del par mecánico generado por el motor, el cual se calcula mediante

$$t_{mec} = F_p \cos(\theta) r_{fp} \quad (107)$$

con la fuerza en el pistón, F_p , siendo calculada como

$$F_p = \pi r_c^2 (P - P_a) \quad (108)$$

En este modelo se asume que no hay intercambio de trabajo a través del desplazador. Para determinar la salida de potencia mecánica y eléctrica en un ciclo completo de período T y las eficiencias respectivas, se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$\bar{W}_{mec.} = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} t_{mec.} \omega dt = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} t_{mec.} \omega d\theta \quad (109)$$

$$\bar{W}_{elec.} = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} (V_1 i_1 + V_2 i_2 + V_3 i_3) dt = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (V_1 i_1 + V_2 i_2 + V_3 i_3) d\theta \quad (110)$$

$$\eta_{mec.} = \frac{\bar{W}_{mec.}}{\bar{W}_T} \quad (111)$$

$$\eta_{elec.} = \frac{\bar{W}_{elec.}}{\bar{W}_{mec.}} \quad (112)$$

La eficiencia global del sistema completo se calcula como el producto de las diversas eficiencias.

$$\eta_{global} = \eta_{elec.} \eta_{mec.} \eta_{cic.} \eta_{tér.} \eta_{abs.} \eta_{ópt.} \quad (113)$$

en el cual $\eta_{abs.}$ es igual a la absorptividad α .

8. RESULTADOS Y CONCLUSIONES PRELIMINARES

Los modelos del receptor térmico, del ciclo térmico y del generador eléctrico están acoplados en un modelo global, que se resolvió numéricamente utilizando el método de Runge-Kutta con un paso de tiempo de $dt = 5 \cdot 10^{-5} s$. El algoritmo se implementó en el lenguaje de programación Simulink/Matlab. La [Figura 99](#) presenta el diagrama de flujo del modelo global y las variables en la interfaz de los diferentes submodelos.

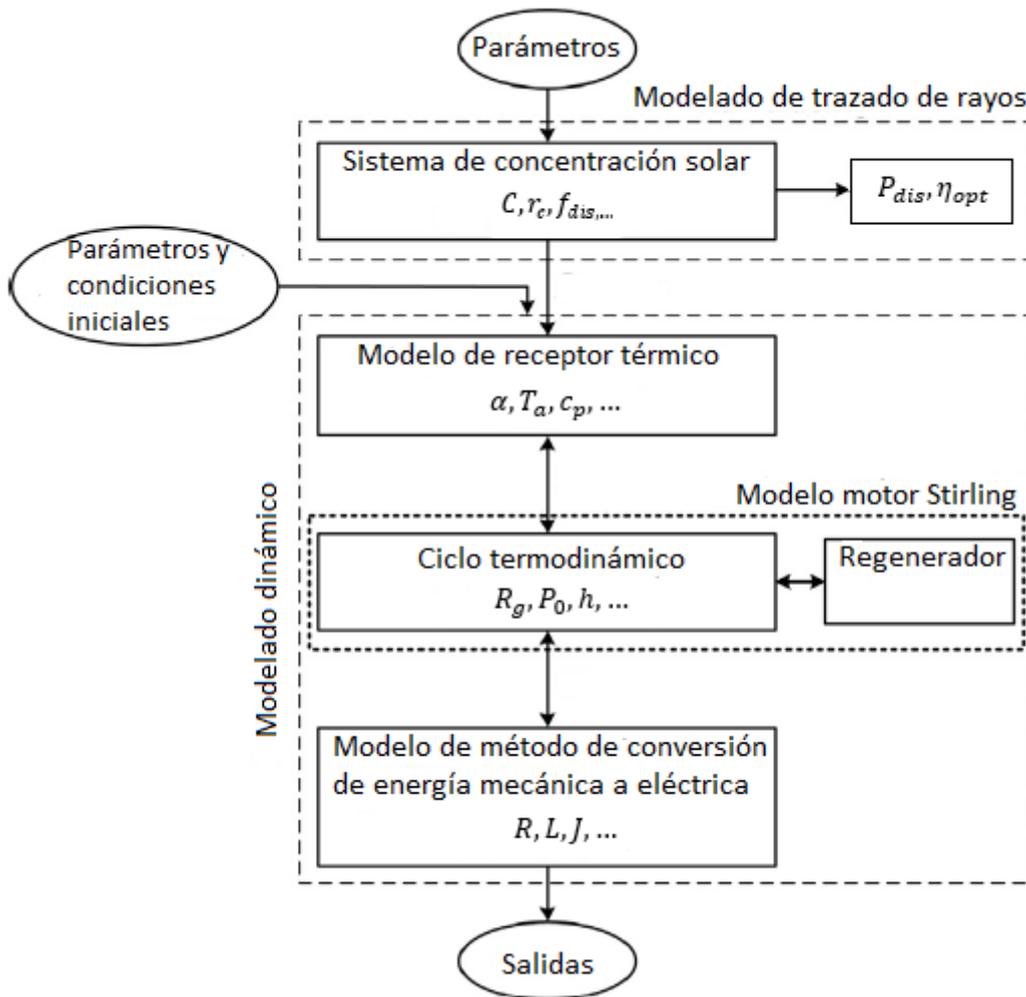


Figura 99 - Diagrama de flujo del modelo de motor Stirling alimentado por energía solar

El impulso inicial del motor consiste en un valor finito dado de la velocidad de rotación, ω_0 , durante un breve período de tiempo, Δt , y una temperatura inicial del receptor térmico, T_{H_0} . También es necesario imponer la temperatura inicial en cada cámara y la posición del pistón y del desplazador, que están definidas por el ángulo de manivela inicial, θ_0 , permitiendo así determinar los volúmenes iniciales. Los principales resultados del modelo son las posiciones del pistón y del desplazador, los volúmenes de cada espacio del motor, la masa de gas y la tasa de flujo de masa en cada espacio, las temperaturas del gas, la presión del motor, las tasas de transferencia de calor y la producción de trabajo, el par, la velocidad de rotación y el voltaje y corriente eléctrica. A continuación, se presenta la optimización del factor de concentración, el análisis del régimen transitorio y un

análisis termodinámico y energético del sistema completo. Al final, se presentan las diversas eficiencias como una cadena de transformaciones de energía para un factor de concentración de 250.

8.1 Optimización del factor de concentración solar

Se llevó a cabo una optimización del factor de concentración para obtener la máxima eficiencia. Esta optimización se realizó para el régimen de estado estacionario variando el factor de concentración entre 100 y 400, manteniendo constantes todos los demás parámetros. Con este propósito específico, se impuso una frecuencia de rotación fija de 3.000 rpm al motor y se asignó una eficiencia óptica del concentrador del 95,00%, es decir, el modelo del generador eléctrico se sustituyó por una velocidad de rotación fija y el modelo de concentración solar se reemplazó por una eficiencia óptica fija, que multiplicada por la absorptividad del receptor permite determinar la radiación absorbida. Aunque al imponer una velocidad de rotación, los modelos del receptor térmico y del ciclo Stirling aún presentan un breve período transitorio numérico, que no se consideró en esta optimización. La eficiencia del receptor, la eficiencia del motor Stirling y la eficiencia general de ambos ($\eta_{Glo.}^* = \eta_{Tér.} \cdot \eta_{Cic.}$) se muestran en la [Figura 100](#) en función del factor de concentración solar.

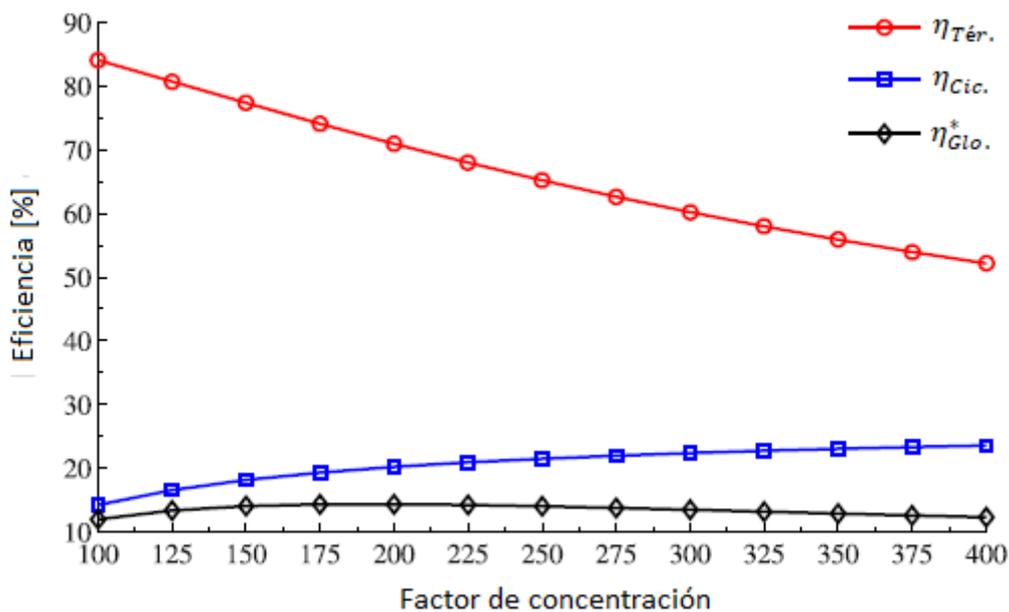


Figura 100 - Optimización del factor de concentración solar

Un aumento del factor de concentración resulta en temperaturas más altas en el receptor térmico y, consecuentemente, la eficiencia del ciclo Stirling también aumenta, mientras que la eficiencia térmica disminuye debido a mayores pérdidas térmicas, principalmente por radiación al entorno. El equilibrio entre estas dos tendencias opuestas origina un valor máximo de eficiencia global para un factor de concentración óptimo dado, que se encontró alrededor de 200 para el motor Stirling considerado en este trabajo. En este caso, la eficiencia del motor Stirling es del 20,20% y la eficiencia del receptor térmico es del 70,90%. Sin embargo, dado que para un factor de concentración de 250 la eficiencia global es

solo ligeramente inferior y el flujo de energía en el receptor es más uniforme, se utiliza un valor de $C = 250$ en su lugar. Esta opción contribuye a reducir el riesgo de puntos calientes en el receptor y a obtener una mayor potencia de salida manteniendo la eficiencia global cerca de su valor máximo.

8.2 Condiciones de arranque del motor y respuesta transitoria

La [Figura 101](#) muestra la respuesta transitoria de la velocidad de rotación del motor para una temperatura inicial del receptor de 800 K y dos impulsos de arranque diferentes. La velocidad instantánea del motor presenta algunas oscilaciones debido a su naturaleza recíproca, las cuales pueden reducirse aumentando el momento de inercia de la rueda [37]. En ese caso, sin embargo, el motor tardará más tiempo en estabilizarse.

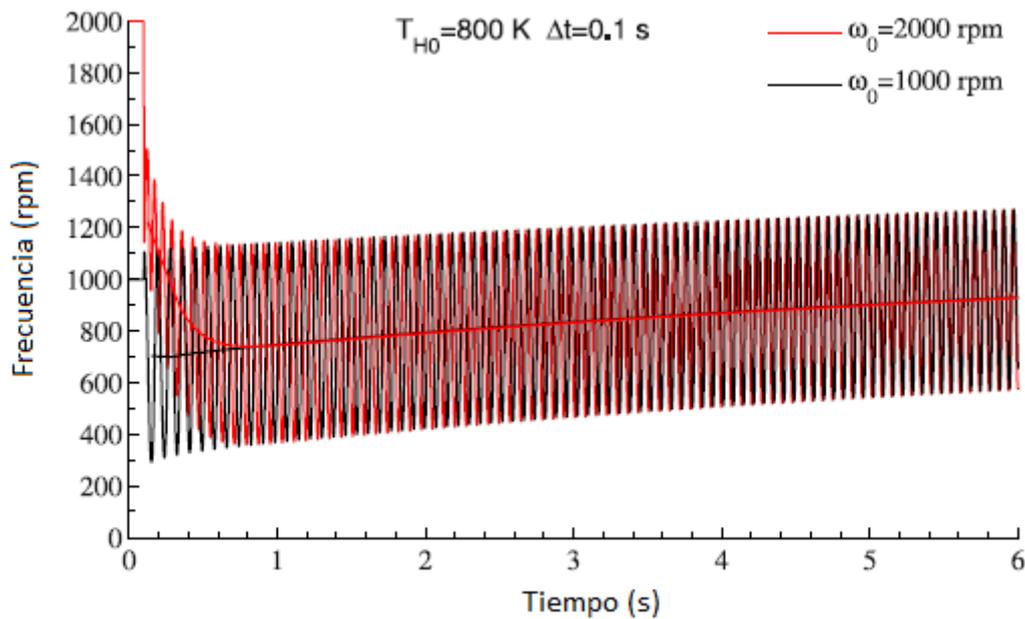


Figura 101 - Respuesta transitoria de la velocidad de rotación para dos condiciones de arranque diferentes del motor

La [Figura 102](#) ilustra un ejemplo en el que la velocidad de rotación inicial no es suficiente para que el motor comience a funcionar. En este caso, la rueda comienza a girar, pero luego invierte su rotación y oscila hasta que finalmente se detiene.

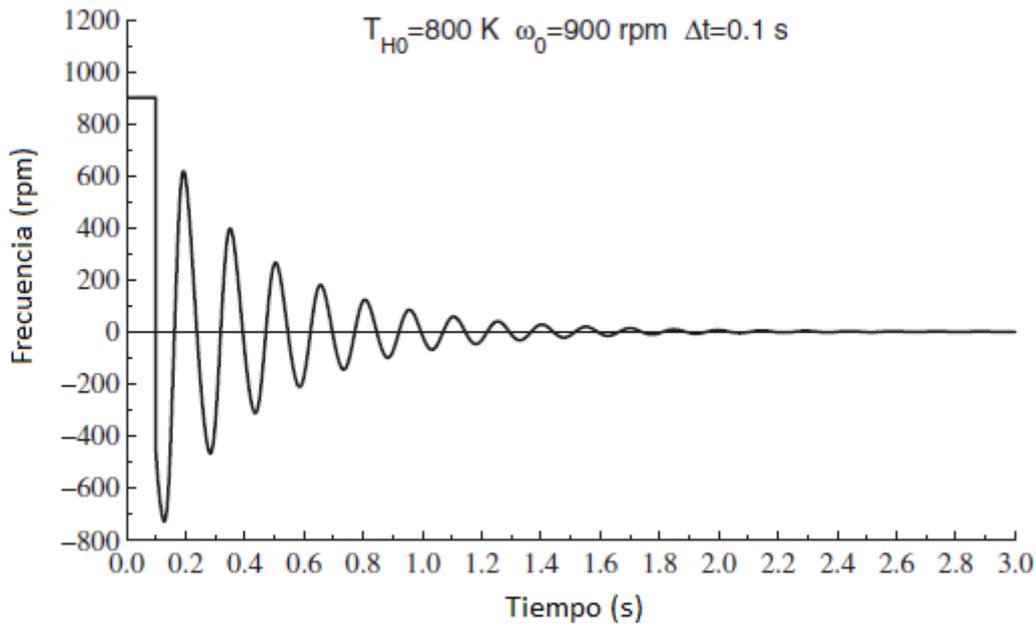


Figura 102 - Respuesta transitoria de la velocidad de rotación en caso de un arranque fallido del motor

La [Figura 103](#) muestra la respuesta transitoria de la temperatura del receptor para varios valores iniciales. En esta figura, se observa que la temperatura del receptor converge al mismo valor final, independientemente de su valor inicial, lo que muestra la robustez y estabilidad del modelo. La temperatura del receptor también oscila debido a la naturaleza recíproca del motor, aunque estas oscilaciones no son perceptibles en la figura porque son muy pequeñas como consecuencia de la inercia térmica del receptor y la alta velocidad de rotación del motor.

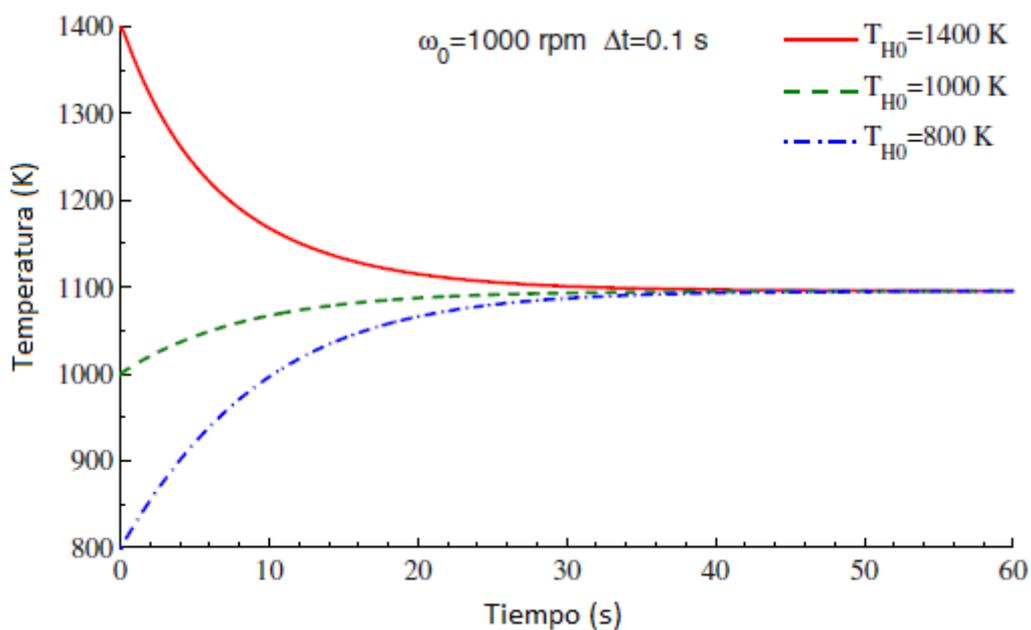


Figura 103 - Respuesta transitoria de la temperatura del receptor para tres condiciones iniciales diferentes

8.3 Análisis termodinámico y energético

Las posiciones de la cara superior del pistón y de la cara inferior del desplazador se presentan en la [Figura 104](#) en función del ángulo de la manivela. Estas curvas no se intersecan, asegurando así que el pistón y el desplazador no colisionen, y la distancia mínima entre ellos es muy pequeña para reducir el volumen muerto en el motor, lo cual es importante para obtener una mayor eficiencia. El volumen de cada cámara del motor y el volumen total se representan en la [Figura 105](#). Existe un pequeño volumen muerto también en la cámara de expansión entre el cilindro y la cara superior del desplazador en su posición más avanzada, asegurando así que el desplazador no golpee la pared interna superior del receptor térmico. Los volúmenes máximo y mínimo del motor ocurren en la posición mínima y máxima del pistón, respectivamente, resultando en una relación de compresión de 1,713.

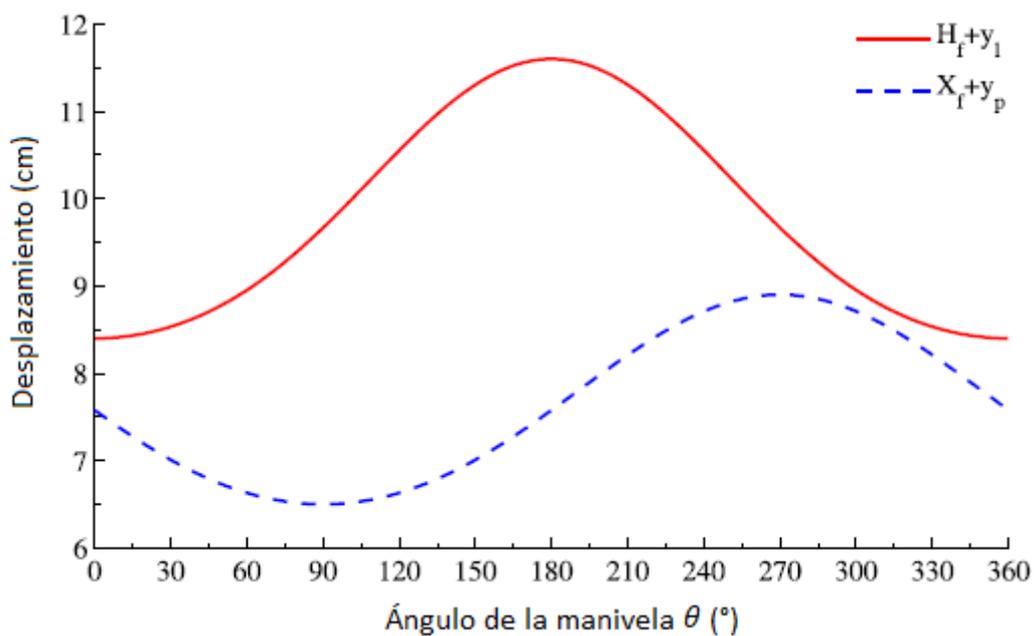


Figura 104 - Posición del pistón y del desplazador en función del ángulo de manivela

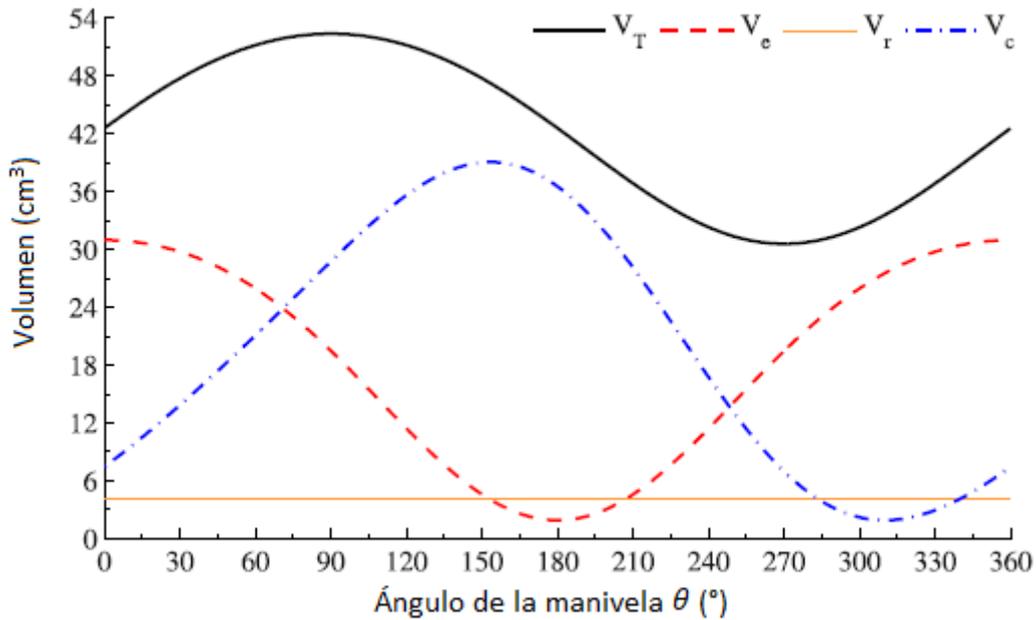


Figura 105 - Variación de los volúmenes de las cámaras del motor y volumen total

La masa de gas de trabajo en cada cámara del motor varía durante el ciclo y depende del volumen, la temperatura y la presión, como se muestra en la [Figura 105](#). En este trabajo, la variación de la masa de gas en el regenerador también se modela en función de la presión del motor, el volumen del regenerador (constante) y la temperatura media que resulta de la ecuación de energía. La [Figura 106](#) muestra la tasa de cambio de la masa de gas en cada cámara del motor.

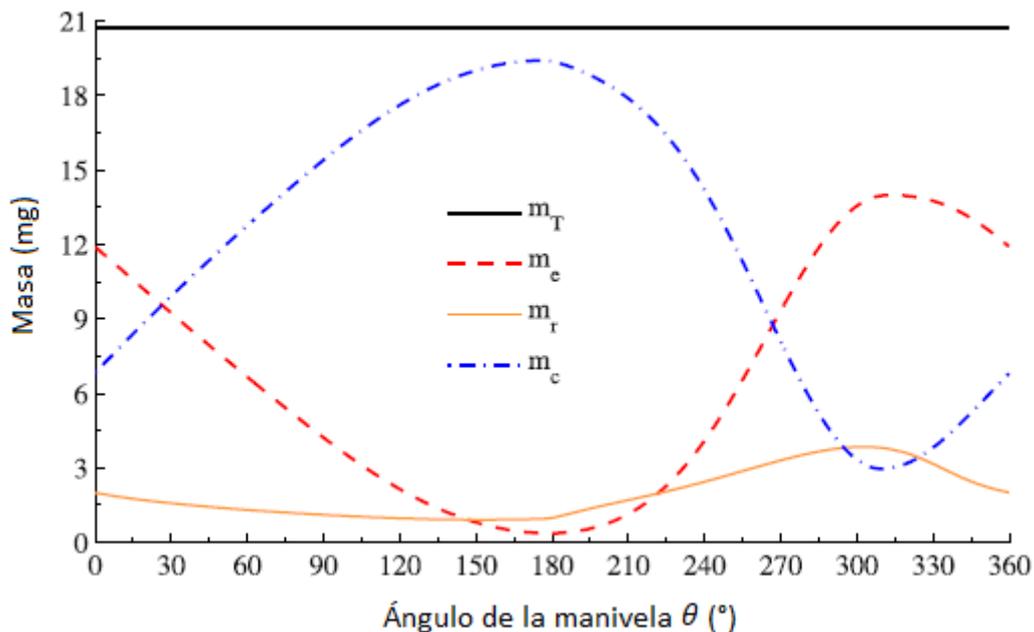


Figura 106 - Masas de gas en cada cámara del motor y masa total de gas de trabajo

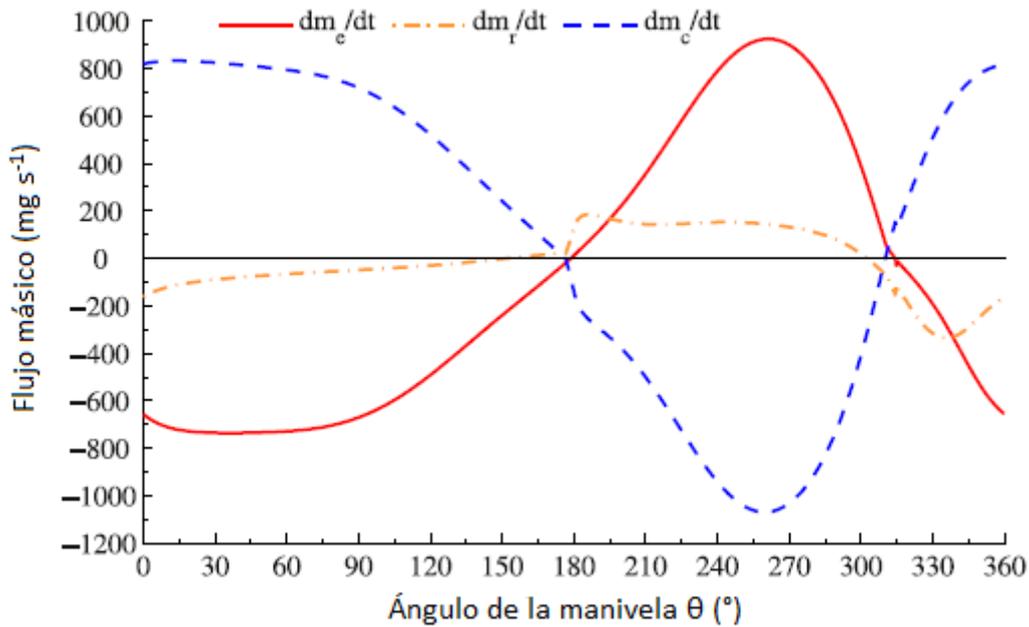


Figura 107 - Tasa de cambio de la masa de gas en cada cámara del motor

Estos resultados muestran que hay dos períodos de tiempo muy cortos durante los cuales entra o sale gas simultáneamente en ambos lados del regenerador, para ángulos de manivela alrededor de 180° y 310° , respectivamente, cerca del instante en que el flujo de gas invierte su dirección. Es decir, la inversión de la dirección del flujo de gas en las cámaras de expansión y compresión no ocurre en el mismo instante exacto porque el flujo de masa depende de la dirección y velocidad del pistón y del desplazador, pero también depende de la temperatura del gas en cada cámara y de la presión del motor.

La temperatura media del gas de trabajo en cada cámara del motor y la temperatura de entrada y salida del gas en el regenerador se presentan en las [Figuras 107](#) y [108](#), respectivamente. La temperatura media del receptor térmico y la temperatura del lado frío también se presentan para su comparación. Existe una pequeña variación de la temperatura del receptor durante el ciclo, que sin embargo no es visible en la figura debido a la inercia térmica del material del receptor. La temperatura en cada cámara depende de la dirección del flujo de masa y la tasa de transferencia de calor en cada cámara. La temperatura del gas en la cámara de expansión supera ligeramente la temperatura del receptor cuando el ángulo de manivela está entre 150° y 180° debido al efecto combinado de la transferencia de calor y la compresión del gas, ya que el pistón se mueve más rápido que el desplazador en la dirección hacia adelante. La temperatura media en el canal del regenerador depende de las temperaturas de entrada y salida y de la eficacia según las Ecuaciones (75) y (83)-(86). Las temperaturas de entrada y salida también ponen de manifiesto la inversión de la dirección del flujo de gas en el regenerador y los breves períodos de tiempo en los que el gas entra o sale simultáneamente en ambos lados del regenerador.

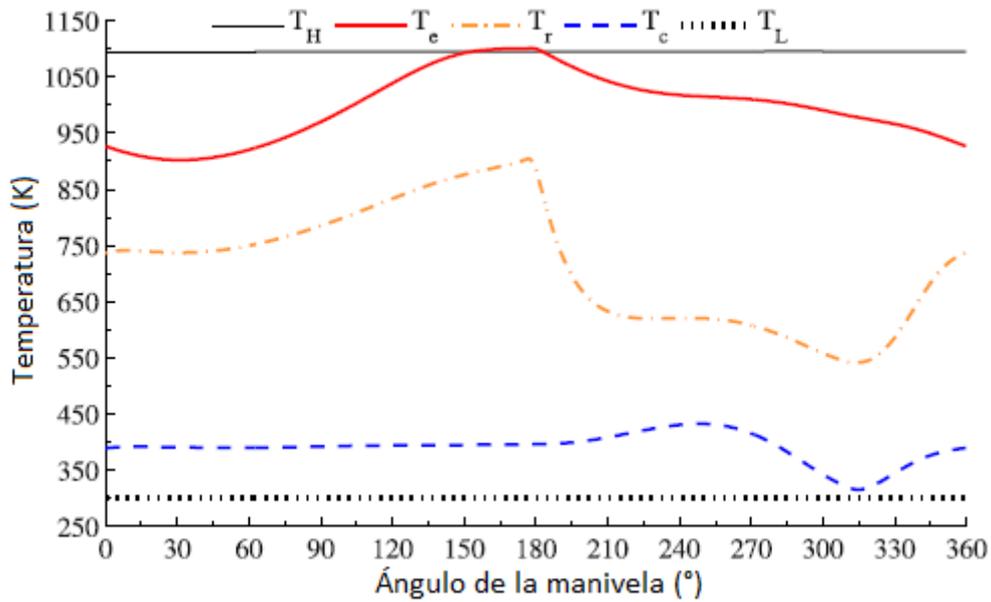


Figura 108 - Temperaturas del gas en las cámaras del motor

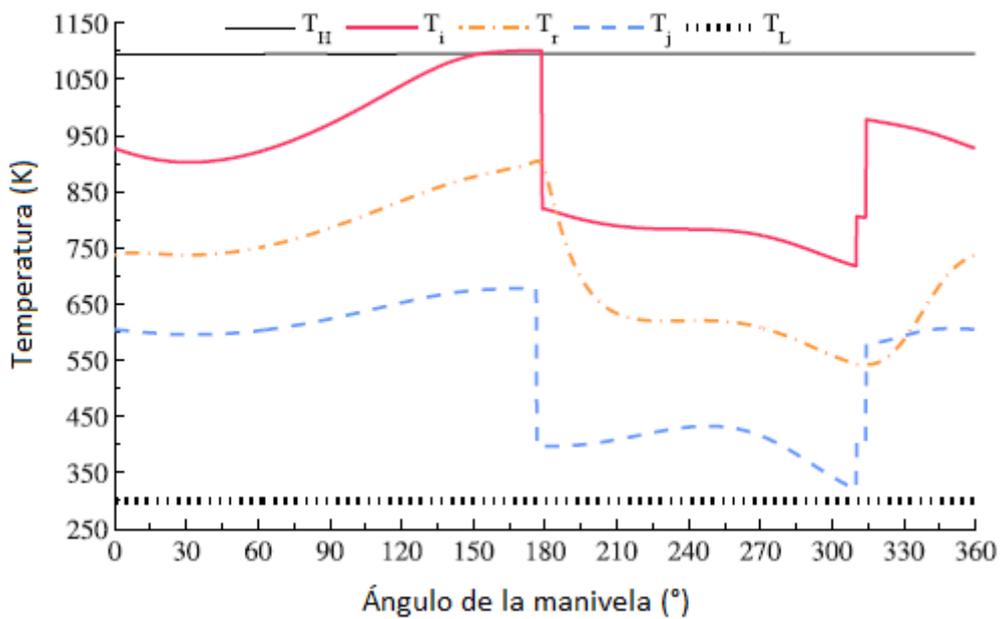


Figura 109 - Temperaturas de entrada y salida del gas en el regenerador

La [Figura 110](#) muestra la tasa de transferencia de calor en cada cámara y se pueden observar dos pequeños picos en el caso del regenerador debido a la inversión del flujo con retardo en el tiempo en la cámara de expansión en comparación con la cámara de compresión. Nuevamente, se observa el efecto de la compresión del gas con ángulos entre 150° y 180° , lo que resulta en una pequeña inversión de la tasa de transferencia de calor desde el receptor térmico.

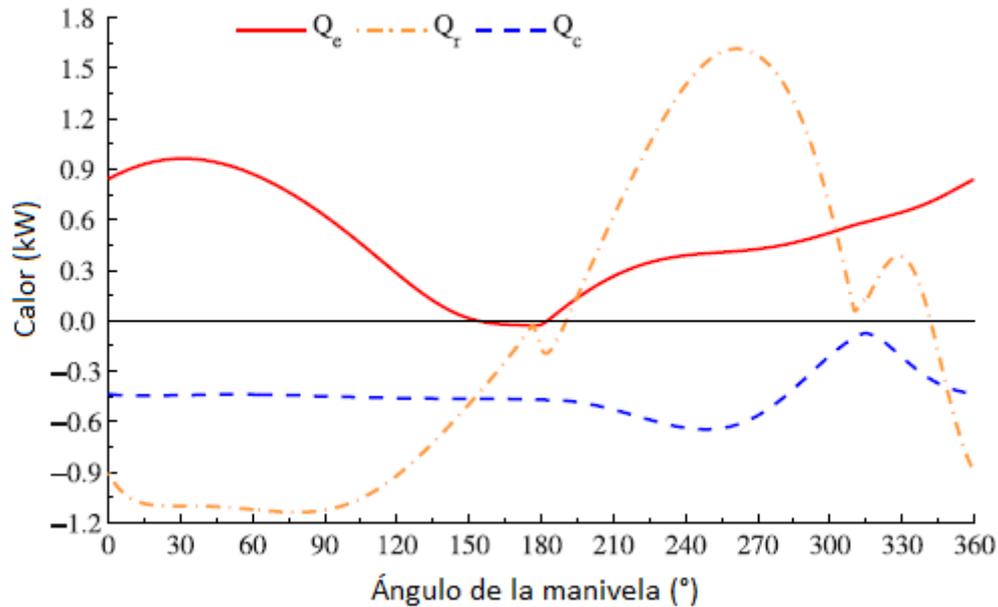


Figura 110 - Tasas de transferencia de calor en cada cámara del motor

La [Figura 111](#) ilustra los diagramas P-V para las cámaras de expansión y compresión, en los cuales el área encerrada por cada ciclo P-V representa el trabajo (energía) intercambiado en la respectiva cámara. Por otro lado, el trabajo (potencia) en función del ángulo de la manivela se determina mediante la Ecuación (92) o la Ecuación (93) y el término correspondiente de la Ecuación (98) para cada cámara, como se muestra en la [Figura 112](#). Hay valores positivos y negativos durante el ciclo porque es potencia instantánea, sin embargo, el trabajo neto integrado durante el ciclo es un valor positivo que corresponde a la salida del motor, según se indica en la Ecuación (98). Ahora, también queda claro que el efecto de compresión con ángulos entre 150° y 180° resulta de la combinación del intercambio de trabajo al gas en ambas cámaras de expansión y compresión.

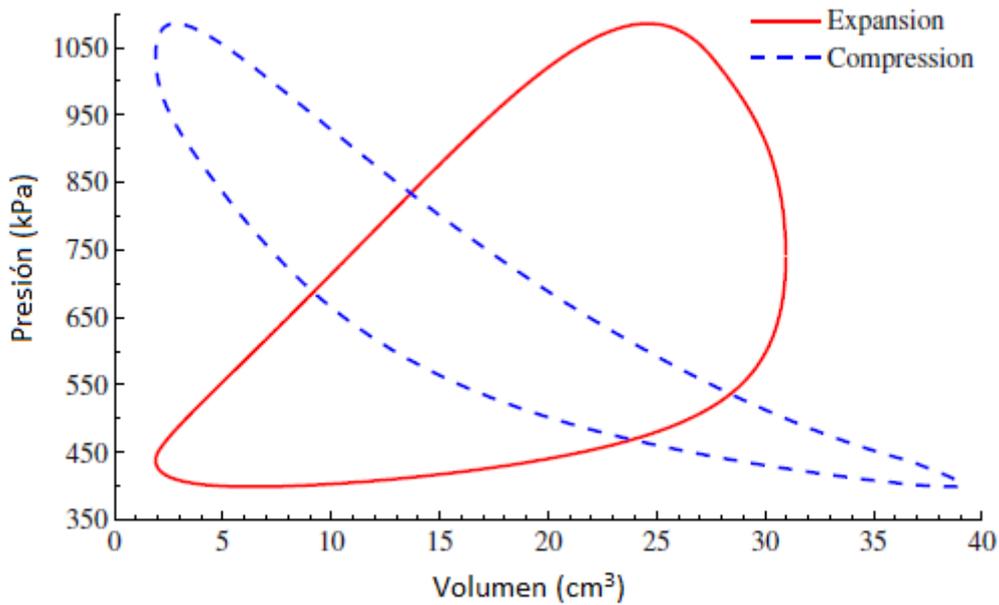


Figura 111 - Diagramas presión-volumen para las cámaras de expansión y compresión

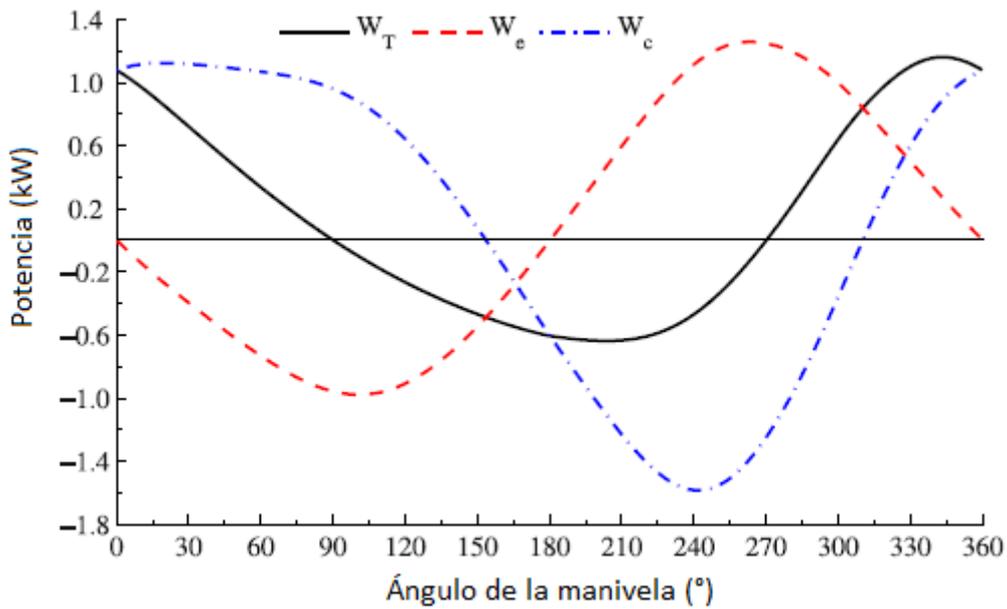


Figura 112 - Intercambio de trabajo con el gas en las cámaras de expansión y compresión

La [Figura 113](#) muestra el par mecánico (Ecuación (107)) y la velocidad de rotación durante un ciclo completo. La variación de la velocidad de rotación se debe a la naturaleza recíproca del motor, que también se evidencia a través del análisis de la respuesta transitoria en la [Figura 102](#), y se puede observar que la frecuencia angular disminuye durante la compresión del gas mientras que aumenta durante la expansión del gas.

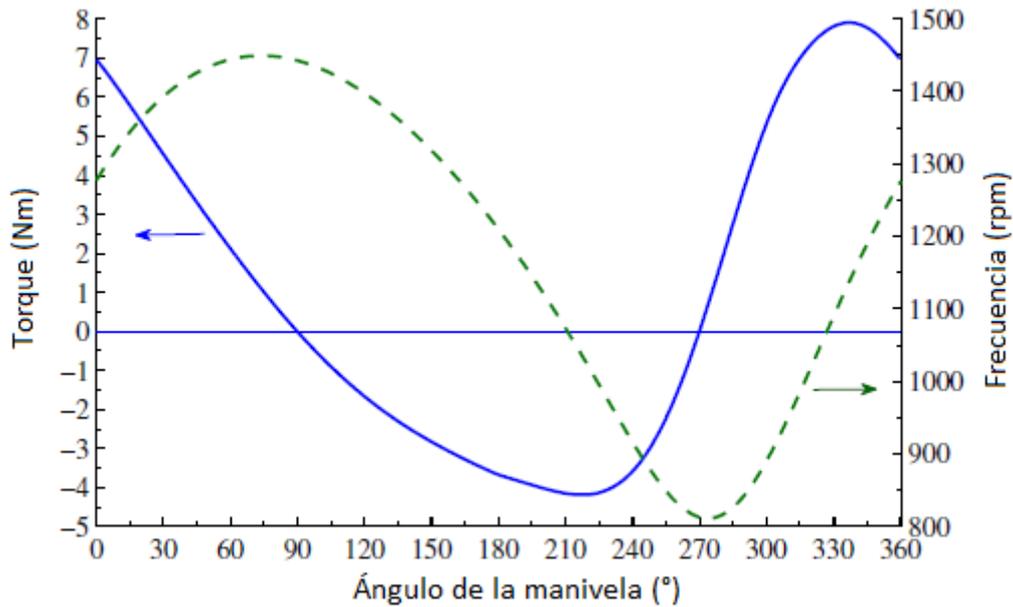


Figura 113 - Par mecánico y velocidad de rotación en función del ángulo de manivela

Este efecto también se puede observar en la salida de corriente eléctrica presentada en la [Figura 114](#). La disminución de la frecuencia angular provoca una disminución de la energía extraída, y viceversa con un aumento de la frecuencia angular.

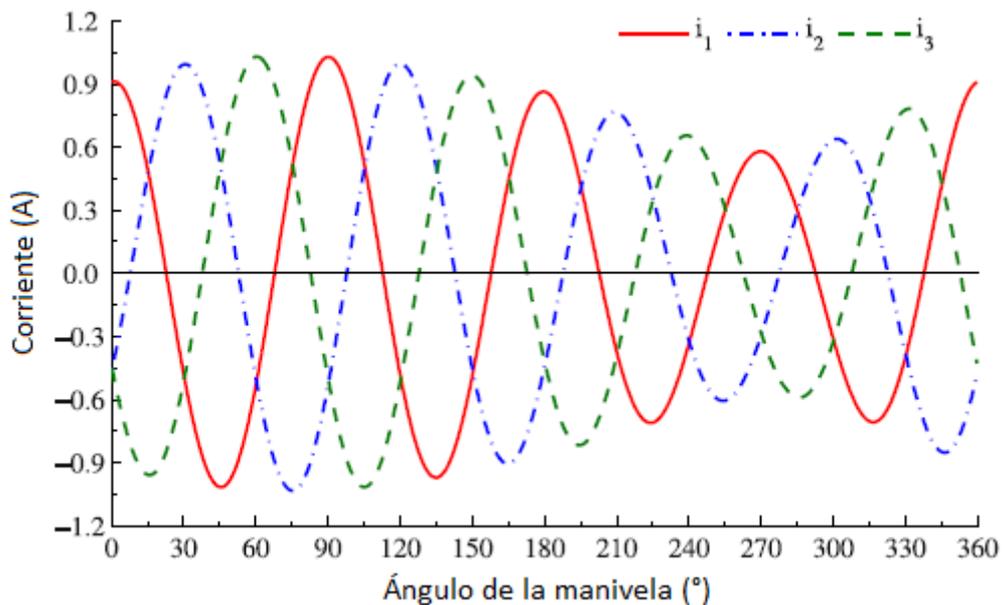


Figura 114 - Corriente de salida del generador

En la [Tabla 12](#) se presentan los resultados promediados por ciclo más relevantes, junto con las eficiencias de los componentes de los diversos procesos de conversión de energía involucrados en el sistema de motor Stirling con generador eléctrico alimentado por energía solar. En este caso, se logra una potencia eléctrica de 15 kW con una eficiencia global del 27,47%. La eficiencia

termodinámica del motor Stirling es del 23,75%. Sin embargo, una de las mayores pérdidas de energía ocurre en el receptor térmico, con una eficiencia del 55,89%, sin tener en cuenta el efecto del viento en las pérdidas del receptor.

$\bar{W}_{Eléc.} [W]$	15 kW
$\eta_{Eléc.} [\%]$	95,01
$\eta_{Mec} [\%]$	97,07
$\eta_{Cic.} [\%]$	23,75
$\eta_{Tér.} [\%]$	55,89
$\eta_{Abs.} [\%]$	90,00
$\eta_{Ópt.} [\%]$	94,50
$\eta_{Glo.} [\%]$	27,47
$\tau [N \cdot m]$	90
$\omega [rpm]$	1.146,00
$P [kPa]$	20 MPa
$T_H [K]$	1.096,00
$T_e [K]$	1.001,00
$T_r [K]$	698,20
$T_c [K]$	391,30
$T_L [K]$	300,00

Tabla 12 - Resultados promediados por ciclo más relevantes, junto con las eficiencias de los componentes de los diversos procesos de conversión de energía involucrados en el sistema de motor Stirling con generador eléctrico alimentado por energía solar

La [Figura 115](#) representa el balance energético global, lo que permite identificar las pérdidas de energía de cada componente o parte del sistema por unidad de energía de la radiación solar incidente.

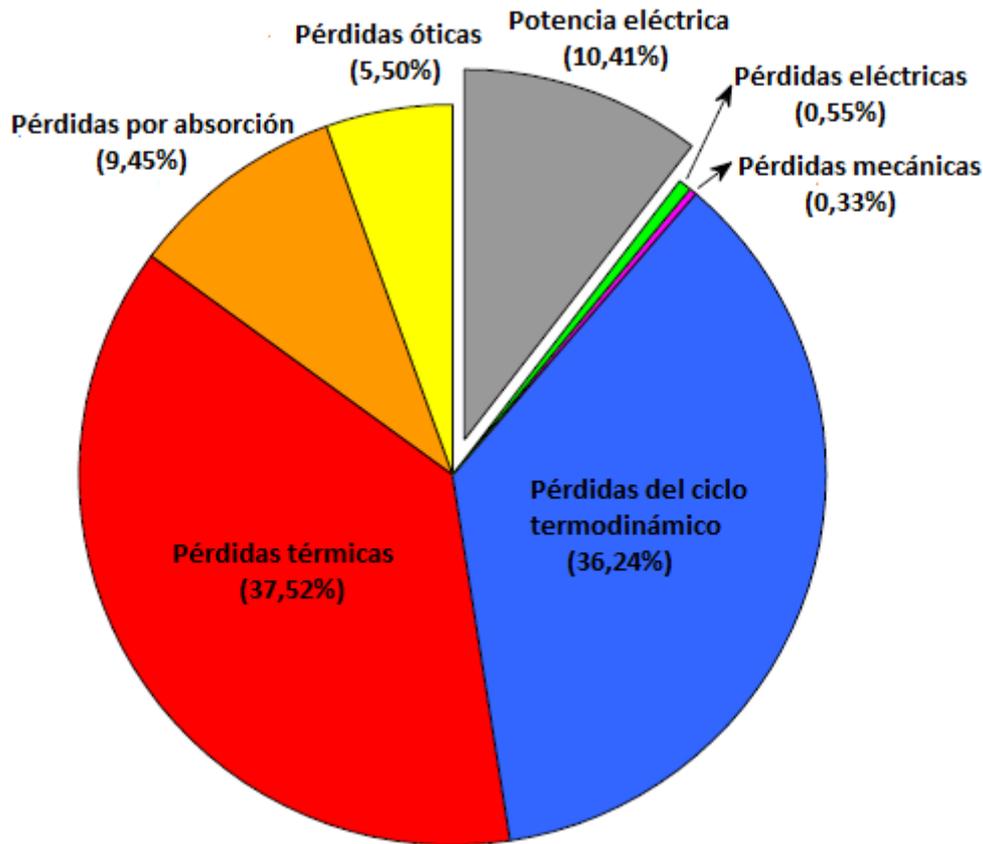


Figura 115 - Balance energético del sistema de motor Stirling alimentado por energía solar

8.4 Discusión sobre la eficiencia del sistema

Ahora se aborda el equilibrio entre la complejidad del sistema y la eficiencia. La configuración base presentada en este trabajo consta de un receptor térmico directamente iluminado sin cavidad y un regenerador simple. Sin embargo, la eficiencia general del sistema de motor Stirling alimentado por energía solar puede mejorarse mejorando algunos aspectos relacionados principalmente con el receptor térmico y el motor, a saber:

- (a) Incluir una cavidad que envuelva el receptor térmico.

En este caso, se proporciona una cavidad simple con el fin de reducir las pérdidas de calor al entorno. Se considera que la altura de la cavidad y el diámetro de la abertura son tales que la radiación solar sigue concentrándose directamente en el receptor térmico, y que la abertura comprende una ventana de vidrio de cuarzo. Una estimación directa del efecto de la cavidad en la eficiencia del sistema se puede obtener al definir la relación φ entre las pérdidas totales de calor desde el receptor a una temperatura T_H^* , incluyendo la cavidad, y las pérdidas que existirían desde el receptor a la misma temperatura, pero sin la cavidad.

$$\varphi = \frac{Q_{Rad}.Q_{Conv.}}{A_H U_H^*(T_H^* - T_a)}$$

donde $= h_{Rad}^* + h_{Conv}^*$. y h_{Rad}^* . y h_{Conv}^* . son los coeficientes de transferencia de calor radiativo y convectivo, dados, respectivamente, por las Ecuaciones (49) y

(50). La relación φ es una medida de la efectividad de la cavidad. La Tabla 10 presenta la temperatura del receptor, la potencia de salida y las eficiencias para varios valores de φ y para las mismas condiciones que se presentaron previamente. Como era de esperar, con valores decrecientes de φ se obtienen temperaturas de receptor más altas, así como eficiencias más altas. La relación φ se puede calcular como función de las características térmicas de la cavidad, lo que permite determinar la eficiencia global del sistema para varias configuraciones. En el caso de $\varphi = 0,50$, se observa una mejora del 19,4% en la eficiencia general del sistema.

	$\varphi = 1$	$\varphi = 0,75$	$\varphi = 0,5$
$T_H^* [K]$	1.028,00	1.078,00	1.146,00
$\bar{W}_T [W]$	119,30	129,10	142,50
$\eta_{Tér.} [\%]$	65,18	68,96	74,08
$\eta_{Cic.} [\%]$	21,46	21,96	22,56
$\eta_{Glo.}^* [\%]$	13,99	15,14	16,71

Tabla 13 - Efecto de la cavidad en la eficiencia del sistema

(b) Materiales selectivos

La eficiencia del sistema también puede mejorarse mediante el uso de materiales selectivos en la superficie del receptor, que presenten un alto coeficiente de absorción de la radiación solar y una baja emisividad en el rango espectral de radiación térmica.

(c) Presión del motor

La presión del gas dentro del motor tiene un fuerte efecto en la eficiencia del sistema, con presiones más altas que resultan en salidas de potencia más altas. Sin embargo, pueden surgir algunos problemas relacionados con las fugas de gas.

(d) Regenerador

Un regenerador más efectivo también aumenta considerablemente la eficiencia del motor. Se pueden considerar regeneradores porosos y de malla metálica para mejorar la transferencia de calor, pero también aumentan la caída de presión dentro del motor entre las cámaras de expansión y compresión. Se debe estudiar detalladamente el equilibrio entre estos dos aspectos para encontrar un diseño óptimo que combine tanto la simplicidad del sistema como la eficiencia.

9. DISEÑO DEL DISCO PARABÓLICO

El disco solar parabólico es uno de los métodos más importantes que utilizan el calor del sol como fuente para generar electricidad concentrando el calor solar. También en el estado actual, diferentes tecnologías de energía térmica como (a) sistemas de canal parabólico, (b) sistemas de torre solar, (c) sistemas de plato solar y (d) sistemas lineales de Fresnel se utilizan en la generación de energía solar. El plato solar sigue la dirección del sol para enfocar el calor en el receptor, que impulsa una unidad de motor-generador Stirling. Esta tecnología tiene muchas aplicaciones en aplicaciones de capacidad relativamente pequeña (decenas de kW) debido al tamaño y el peso de los motores Stirling disponibles y los efectos de las cargas de viento en el reflector del plato.

La principal aplicación de los platos solares es generar energía eléctrica que varía desde kW hasta MW. Hay pocas investigaciones que discuten algunas tecnologías para alcanzar los rangos óptimos para los sistemas de disco solar como generación eléctrica.

Muchos investigadores han estudiado el efecto de las características del diseño del disco parabólico, como el material de los concentradores reflectores, el diámetro del concentrador de disco parabólico, el dimensionamiento del área de apertura del concentrador, la longitud focal del plato parabólico, el diámetro del punto focal, el dimensionamiento del área de apertura del receptor, la relación de concentración geométrica o de área, y el ángulo del borde [18, 32].

Muchos investigadores construyeron prototipos de platos parabólicos a pequeña y gran escala con diámetros de 1,8 m, 2,5 m, 3,0 m, 5,5 m, y 7,5 m. Algunos investigadores [32] hicieron tres platos paraboloides con reflectores de diferentes materiales, diámetros y profundidades, el primer plato tenía un diámetro de 46 cm con 5 cm de profundidad y el segundo plato tenía un diámetro de 50 cm con 15 cm de profundidad. El tercer plato concentrador tenía un diámetro de 45 cm con una profundidad de 10 cm.

Con base en estos estudios, se estima que las pérdidas de transferencia de calor por radiación y convección aumentan a medida que aumenta el área de apertura del receptor. Investigadores han presentado modelos del rendimiento del sistema de plato Stirling con un factor de concentración que comienza desde 10,000, pasando por un disco solar parabólico con un factor de concentración alrededor de 2.000, en el cual la temperatura alcanzó alrededor de 700°C, y las presiones de los fluidos de trabajo alcanzaron alrededor de 200 bar. Otros investigadores probaron un nuevo diseño para un plato solar parabólico con un área de concentrador de 500 m² que involucra niveles de relación de concentración muy altos, lo que lleva a un pico de 14,100 con respecto a la distancia del plano focal. Además, mostraron un diseño para un plato solar con un área de concentrador de 500 m² y una longitud focal de 13,4 m y sistemas de seguimiento de altitud-azimut de 380 paneles de espejo esféricos idénticos de 1,17 m x 1,17 m que utilizan los espejos de laminado de vidrio sobre metal. [69]

Muchos diseñadores propusieron un diseño de concentrador de plato solar con un valor de ángulo de borde cercano a 45°, las investigaciones [69, 70] muestran

que el uso de un valor de ángulo de borde de 45° conducirá a la mayor relación de concentración y al mayor rendimiento térmico [69]. Se ha mostrado que el ángulo del borde difiere de menos de 10° a más de 90° y el valor de los ángulos de borde disminuye cuando se aumenta el punto de enfoque. Otros investigadores [70] presentaron el modelo de simulación para la geometría de imagen y no imagen para la radiación de flujo. Cameron y Ahmed [32] desarrollaron una nueva configuración para el plato solar, que permite un ángulo de borde de hasta 90° , en lugar de usar aproximadamente 45° como los otros sistemas de platos, ubicando el punto focal mucho más cerca del plato que otros sistemas de platos. También se diseñó un motor de calor Stirling alimentado por energía solar para maximizar la eficiencia térmica y la potencia y se evaluaron cinco geometrías de cavidad utilizando Monte-Carlo y los resultados indicaron que la geometría de la cavidad tenía efectos significativos enormes en la distribución general del flujo de radiación.

Los sistemas de disco solar tienen muchas ventajas, como alta eficiencia, resistencia contra la deflexión y la carga del viento, modularidad, versatilidad, durabilidad contra la humedad y los cambios de temperatura, operación de bajo mantenimiento a largo plazo y larga vida útil, altas densidades de potencia, bajo costo de construcción. Por lo tanto, los sistemas de plato solar pueden abastecer el futuro como una fuente económica de electricidad y pueden ser una de las mejores soluciones y fuentes para los sistemas de energía renovable en los próximos años, además de prestarse de manera casi óptima a la producción descentralizada. Por otro lado, hay algunas desventajas de los sistemas de disco solar, como son el hecho de que la conversión del calor en electricidad requiere que el sistema tenga partes móviles, lo que afectará en un mantenimiento y costo adicionales. Además, el sistema de seguimiento de todo el sistema tiende a ser un costo extra para el costo total del sistema.

El objetivo principal de este capítulo es diseñar, simular y optimizar sistemas de motores Stirling de disco solar y los efectos térmicos en él con respecto a las tecnologías actuales de plato solar para la generación de energía eléctrica. El estudio tiene en cuenta el potencial solar disponible, diferentes diseños de platos solares, así como todos los análisis disponibles para diferentes partes del sistema.

9.1 Componentes del plato solar

Los sistemas de disco parabólico constan de un reflector parabólico en forma de plato con una estructura de soporte, un motor Stirling montado en el foco del plato parabólico para recibir radiación solar, y un generador para generar energía eléctrica. A lo largo del día, los platos parabólicos solares se dirigen automáticamente hacia el sol utilizando un sistema de control de seguimiento. En esta sección, se presenta el diseño del sistema. Se muestran los componentes y la disposición más habitual de este sistema en la [Figura 117](#).

9.2 Recapitulación

9.2.1 Motor Stirling y receptor

9.2.1.1 Concentrador de plato solar y estructura

El sistema de motor Stirling alimentado por energía solar utiliza un espejo parabólico grande para enfocar los rayos del sol en el lado caliente de un motor Stirling. Los espejos reflectantes están montados en una estructura con forma de parábola utilizando chapa estampada. El concentrador solar tiene entre 3 y 15 m de diámetro y contiene diferentes números de segmentos de resina de fibra de vidrio u otro material reflectante. Además, los soportes y otros accesorios de estructura están hechos de acero. Los buenos reflectores de plato solar deben tener las siguientes propiedades: peso razonable; resistencia contra la deflexión y la carga del viento, durabilidad contra la humedad y los cambios de temperatura (la temperatura más alta y la más baja en diferentes condiciones climáticas y ubicaciones); las partes deben ser flexibles; materiales reflectantes efectivos de bajo costo; y larga vida útil.

9.2.1.2 Motor Stirling y receptor

Los motores Stirling son dispositivos que funcionan en un ciclo de calor y utilizan un fluido compresible, como aire, helio, hidrógeno o nitrógeno. Los esquemas de diseño *alfa* y *beta* son los más comunes.

9.2.1.3 Sistema de seguimiento solar

El sistema de plato solar está diseñado para seguir el sol y recolectar tanta energía como sea posible utilizando un sistema de seguimiento solar. Muchos investigadores han hecho su prototipo con sistemas de seguimiento solar como el sistema de seguimiento (Azimut-elevación) y el sistema de seguimiento Polar.

9.2.2 Diseño del sistema de disco solar

El diseño del disco parabólico se ve afectado por muchos parámetros que incluyen el material de los concentradores reflectores, el diámetro del concentrador del plato parabólico, el tamaño del área de apertura del concentrador, la longitud focal del disco parabólico, el diámetro del punto focal, el tamaño del área de apertura del receptor, la relación de concentración geométrica o de área, y el ángulo del borde. Además del parámetro de radiación solar y las propiedades térmicas del receptor. Los pasos para diseñar un disco solar parabólico, como se muestra en la [Figura 116](#), son los siguientes:

- (1) Seleccionar la forma o tipo del plato parabólico.
- (2) Seleccionar el material del reflector del plato.
- (3) Calcular el diámetro del disco parabólico.
- (4) Calcular el tamaño del disco parabólico.
- (5) Calcular la longitud focal.
- (6) Calcular el ángulo del borde.
- (7) Calcular el diámetro del punto focal.
- (8) Calcular el tamaño del punto focal.

- (9) Calcular la relación de concentración del plato parabólico.
- (10) Seleccionar el tipo, forma y material del absorbedor o receptor.
- (11) Diseñar el motor Stirling y el generador.
- (12) Diseñar la geometría, la estructura y el sistema de seguimiento.



Figura 116 - Pasos para diseñar un disco solar parabólico

Esta descripción del sistema puede dividirse en tres partes principales:

1. Cálculos de los parámetros del plato solar.
2. Cálculos de la radiación solar.
3. Análisis térmico del receptor.

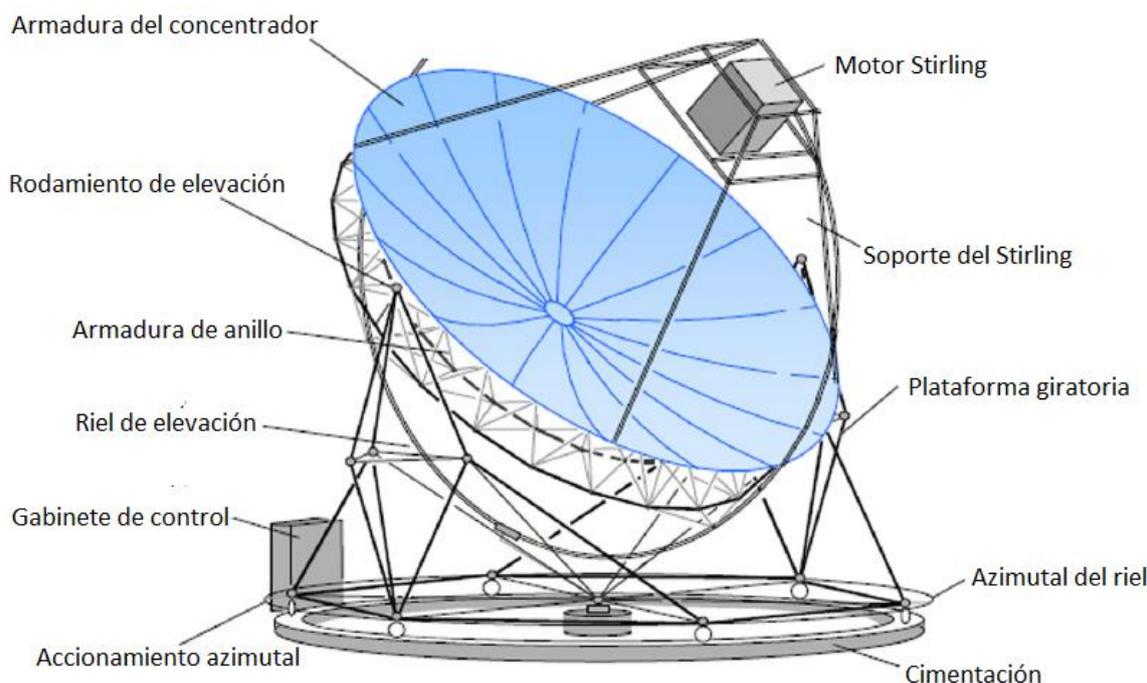


Figura 117 – Sistema de disco solar y motor Stirling

9.3.1 Análisis de diseño y modelado para cálculos de parámetros de plato solar

Esta sección de este documento indica los factores que afectan el diseño y los cálculos del plato parabólico de acuerdo con las últimas investigaciones en este campo.

9.3.1.1 Material de los concentradores reflectores

La selección del material del concentrador es uno de los factores más importantes para tener en cuenta en el diseño del plato parabólico. La reflectividad del material del concentrador afecta en gran medida el porcentaje de la radiación solar al receptor. La [Tabla 14](#) muestra la reflectividad de algunos materiales que pueden ser utilizados en el diseño del concentrador del plato solar. La entrada de energía del receptor puede ser calculada por la Ecuación (114).

Material	Reflexión [%]	Emisión [%]
Film polimérico no metálico	98	2
Aluminio, acrílico	98	2
Plata, acrílico aluminizado	97	3
Plata, acrílico	95	5
Aluminio	86	14
Aluminio, polietileno	97	3
Plexiglás con espejo	90	10
Termoplástico, plata, oro, bronce, etc.	80	20

Mylar de aluminio	97	3
Polímero, cobre, plateado, aluminizado	97	3
Inoxidable pulido	50	50
Capa de revestimiento metálico cerámico	95	5
Vidrio/plata 4 mm	93,8	6,2
Vidrio/plata 2 mm	94	6
Vidrio/plata 1 mm	94,6	5,4
Miro 2-95	88,6	11,4
Miro 3-95	91,1	8,9
Aluminio anodizado	86,8	13,2
1000.90	89,8	10,2
ECP305+/aluminio	95,6	4,4
ECP305+/vidrio	96,1	3,9
Sunflex (polímero/aluminio)	86,9	10,1
SA 85/vidrio	88,1	11,9
SA 85 acero	88,2	11,8
Plata recubierta con sol-gel	95,5	4,5
Aluminio recubierto con sol-gel	91	9

Tabla 14 - Características de los materiales reflectantes solares

Material	Reflexión	Peso	Resistencia Mecánica	Costo	Facilidad de Obtención	Durabilidad	Conductividad Térmica	Estabilidad Ambiental	Compatibilidad Altitud	Estética	Total
Film polimérico no metálico	2	1	2	3	3	2	2	2	2	1	20
Aluminio, acrílico	3	2	3	2	2	3	3	3	3	2	26
Plata, acrílico aluminizado	3	2	3	1	2	3	3	3	3	2	25
Plata, acrílico	3	2	3	2	2	3	3	3	3	2	26
Aluminio	2	3	3	2	3	3	3	3	3	1	26

Aluminio, polietileno	2	2	2	3	3	2	2	2	2	1	21
Plexiglás con espejo	2	1	2	2	2	2	2	2	2	3	20
Termoplástico, plata, oro, bronce, etc.	3	2	2	1	3	2	3	2	3	3	24
Mylar de aluminio	3	1	1	2	3	2	1	2	3	1	19
Polímero, cobre, plateado, aluminizado	2	2	2	3	2	2	2	2	2	1	20
Inoxidable pulido	1	3	3	1	1	3	1	3	3	3	22
Capa de revestimiento metálico cerámico	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	20
Vidrio/plata 4 mm	1	3	3	2	1	3	1	3	3	3	23
Vidrio/plata 2 mm	1	2	2	3	1	2	1	2	2	3	19
Vidrio/plata 1 mm	1	1	1	3	1	1	1	1	1	3	14
Miro 2-95	3	1	2	2	2	2	2	2	2	3	21
Miro 3-95	3	2	3	1	2	3	3	3	3	3	26
Aluminio anodizado	2	2	2	2	3	2	2	2	2	2	21
1000.90	3	2	2	1	2	2	3	2	3	2	22
ECP305+/aluminio	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	20
ECP305+/vidrio	1	3	3	2	1	3	1	3	3	3	23
Sunflex	2	2	2	3	3	2	2	2	2	1	21
SA 85/vidrio	1	3	3	2	1	3	1	3	3	3	23
SA 85 acero	1	3	3	1	1	3	1	3	3	3	22
Plata recubierta con sol-gel	3	2	2	1	3	2	3	2	3	3	24
Aluminio recubierto con sol-gel	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	20

Tabla 15 - Matriz de decisión materiales para el disco parabólico

SI bien hay varios materiales en los que coincide el mayor valor, si se otorga más peso a los factores críticos para un proyecto de estas características, como el peso, el costo, la durabilidad y la facilidad de obtención, se opta por el uso de aluminio.

9.3.1.2 La forma de los concentradores reflectores y los receptores

La forma de los reflectores es uno de los principales factores que afectan el diseño del plato parabólico. Muchos investigadores hicieron prototipos con diferentes formas de plato parabólico, paneles de espejos planos, parabólicos y esféricos. En este trabajo, el diseño se centra en un disco parabólico.

9.3.1.3 Diámetro del concentrador de disco parabólico

Determinar el diámetro del concentrador de plato es el primer paso al diseñar cualquier plato parabólico. El diámetro ($D_{con.}$) o el tamaño del plato parabólico depende de la potencia requerida por el motor Stirling a niveles máximos de radiación solar.

9.3.1.4 Dimensionamiento del área de apertura del concentrador

El área de apertura del concentrador de plato (m^2) se define como el área total de la superficie del concentrador solar sobre la cual incide la energía solar. Hafez et al. [69] lo definieron como el área que recibe la radiación solar. El tamaño del concentrador solar afectará la cantidad de energía térmica solar entregada al receptor y al motor Stirling. El área de apertura del concentrador de plato solar puede ser calculada por la Ecuación (144).

9.3.1.5 La forma de los concentradores reflectores y los receptores

La forma de los reflectores es uno de los principales factores que afecta al diseño del plato parabólico. Muchos investigadores han creado prototipos con diferentes formas de platos parabólicos, incluyendo paneles con espejos planos, parabólicos y esféricos. En este trabajo se utilizarán platos parabólicos.

9.3.1.6 Diámetro del concentrador de plato parabólico

Determinar el diámetro del concentrador de plato parabólico es el primer paso al diseñar cualquier plato parabólico. El diámetro ($D_{con.}$) o el tamaño del plato parabólico depende de la potencia de salida requerida por el motor Stirling en niveles máximos de radiación solar [69,70].

9.3.1.7 Dimensionamiento el área de apertura del concentrador

El área de apertura del concentrador de plato (m^2) se define como la superficie total del concentrador solar sobre la cual incide la energía solar [70]. Hafez et al. [69] lo definieron como el área que recibe la radiación solar. El tamaño del concentrador solar afectará la cantidad de energía térmica solar entregada al receptor y al motor Stirling.

El área de apertura del concentrador solar de plato se puede calcular mediante la Ecuación (114).

$$A_{Con.} = \frac{\pi}{4} D_{Con.}^2 \quad (114)$$

9.3.1.8 Longitud focal del plato parabólico

Los espejos parabólicos solares del concentrador se utilizan para enfocar la radiación solar hacia el receptor, que a su vez refleja y concentra las radiaciones

en el punto focal. Hafez et al. [69] definieron la longitud focal (f) como la distancia desde el vértice hasta el foco. La Figura 118 muestra el punto focal, la longitud focal en relación con el diámetro del concentrador y la profundidad del plato solar.

La longitud focal del punto focal desde el concentrador de plato se calcula mediante la Ecuación (115). La Figura 118 muestra el valor ($f/D_{Con.}$) para el mismo diámetro del concentrador en diferentes ángulos de borde.

$$\frac{f}{D_{Con.}} = \frac{1}{4 \operatorname{tg}(\phi_{Bor.}/2)} \quad (115)$$

$$h = \frac{D_{Con.}^2}{16f} \quad (116)$$

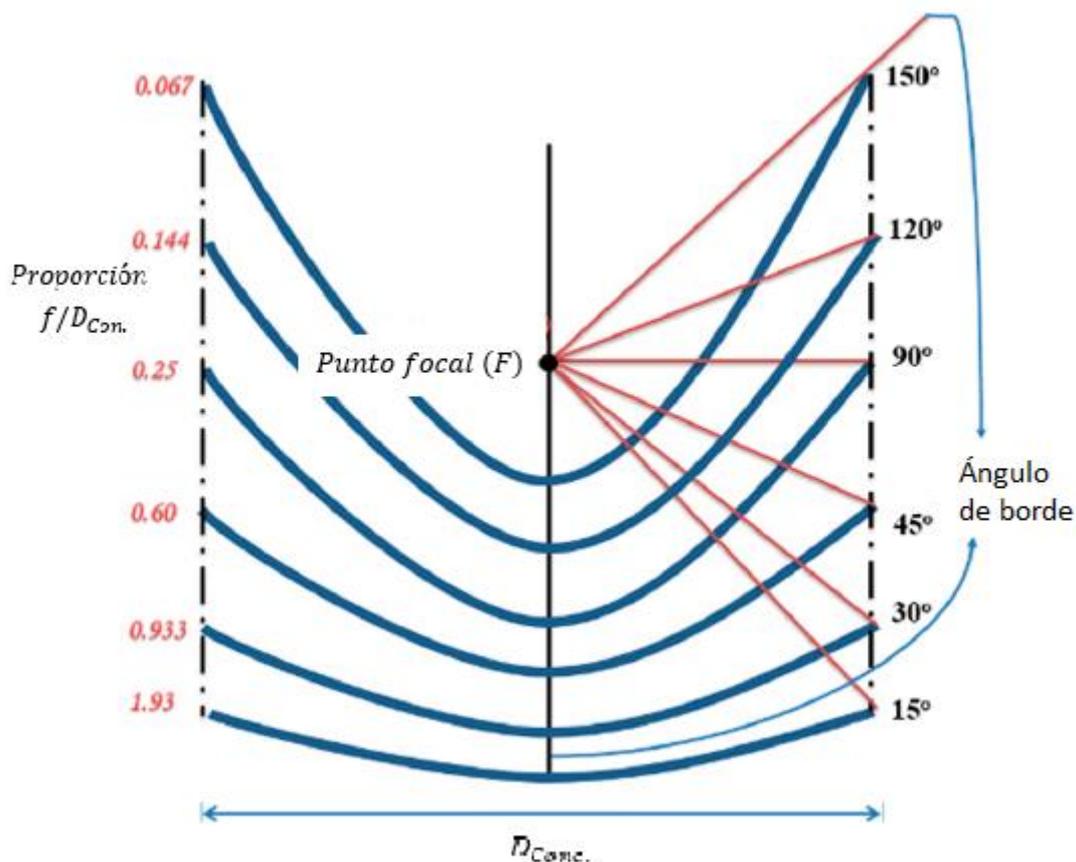


Figura 118 - Segmentos de longitud focal y ángulos de borde con un punto focal común y el mismo diámetro de apertura del concentrador

9.3.1.9 Diámetro del punto focal

El diámetro del punto focal se puede calcular utilizando la Ecuación (117) [69]. Además, este factor afectará el tamaño del receptor, como se muestra en la Figura 119. Muestra los efectos del ángulo de aceptación en el plato parabólico, que es el ángulo de peor condición que recopila toda la radiación solar reflejada desde el concentrador en poco tiempo para el seguimiento.

$$D_{Rec.} = \frac{f \cdot \theta}{\cos(\phi_{Bor.}) \cdot (1 + \cos(\phi_{Bor.}))} \quad (117)$$

9.3.1.10 Dimensionamiento del área de apertura del receptor

El receptor se utiliza para recoger la máxima cantidad de radiación solar reflejada desde el concentrador de plato, funcionando como una fuente de calor para un fluido o para el motor Stirling. El área de apertura del receptor se puede calcular mediante la Ecuación (118) [69, 70] de la siguiente manera:

$$A_{Rec.} = \frac{\pi}{4} D_{Rec.}^2 \quad (118)$$

9.3.1.11 Relación de concentración geométrica o relación de concentración de área

La relación de concentración geométrica o de área (C) es la proporción entre el área de apertura del concentrador y el área de apertura del receptor [24]. Es importante construir un plato solar con una relación de concentración mayor a 10. La relación de concentración varía desde la unidad hasta potencias de 10,000 y puede alcanzar valores de hasta 46,000, según lo mencionado por Fraser [32].

$$C = \frac{A_{Con.}}{A_{Rec.}} \quad (119)$$

9.2.2.12 Ángulo de borde

El ángulo de borde (ver [Figura 120](#)) afecta la radiación solar entrante y la fabricación del plato parabólico. El ángulo de borde se define como el ángulo medido en el foco desde el eje hasta el borde de la parábola solar truncada.

9.2.3 Cálculos de radiación solar en el concentrador

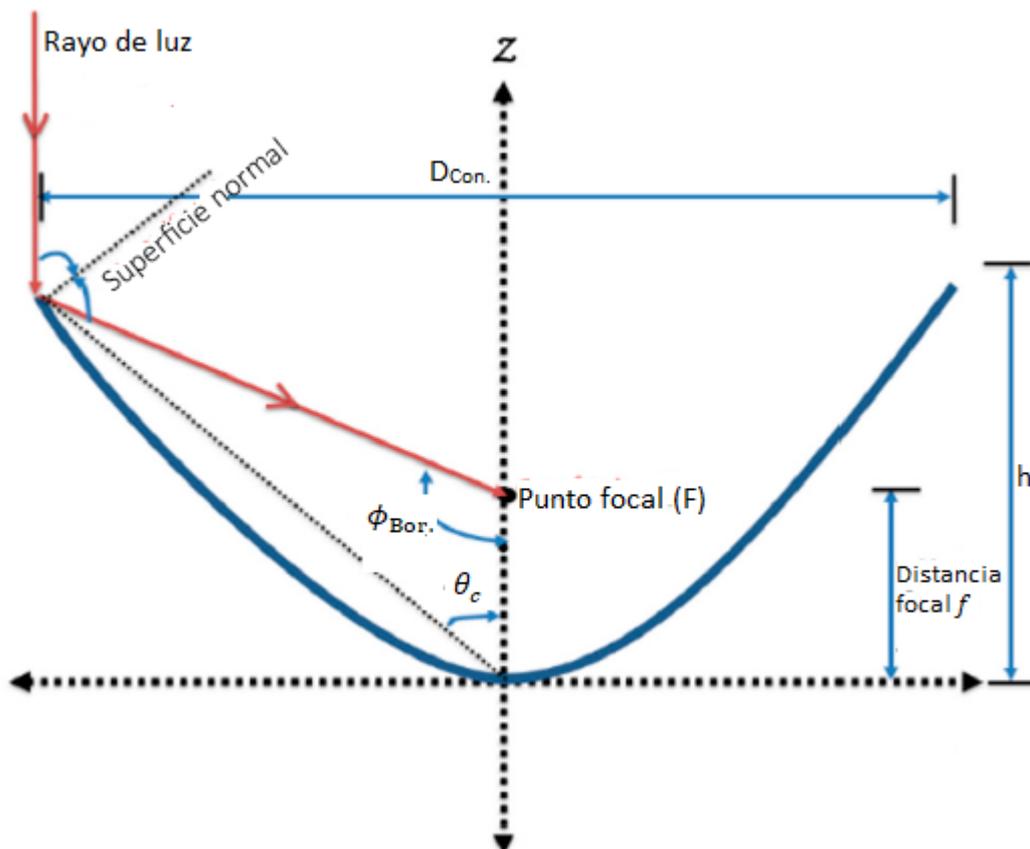


Figura 119 - La geometría del concentrador parabólico con punto focal, longitud focal y ángulo del borde, con diámetro del concentrador ($D_{con.}$)

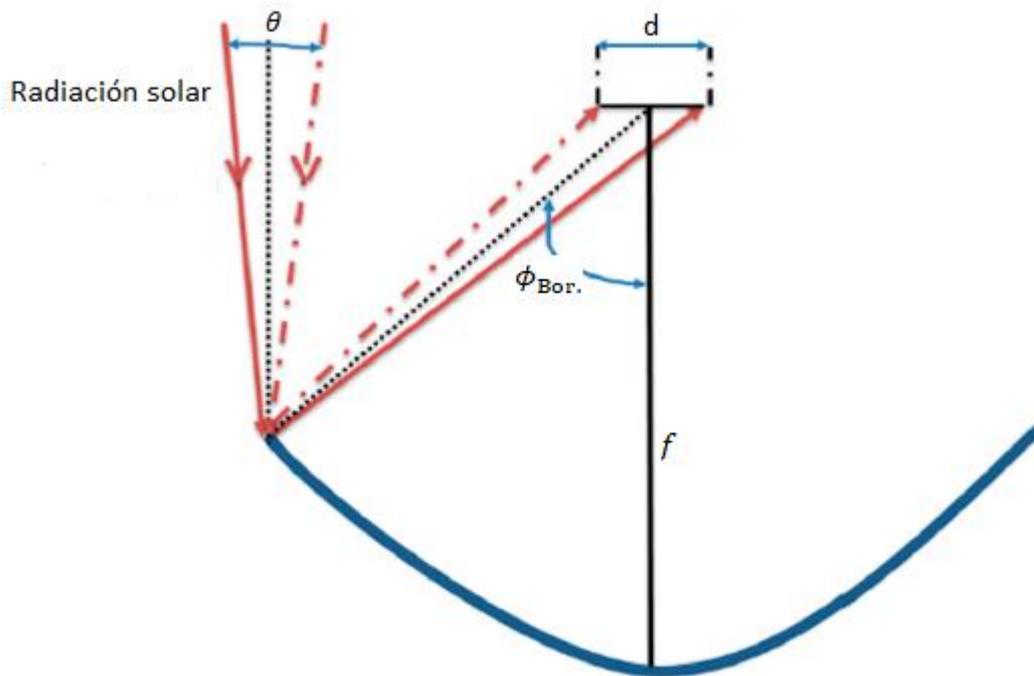


Figura 120 - Con el ángulo de aceptación y el diámetro del receptor ($d = D_{rec.}$)

La radiación solar global promedio puede estimarse utilizando los datos calculados de radiación solar disponibles para el sistema de plato solar en Argentina.

En cualquier motor Stirling alimentado por energía solar, el calor de la radiación solar concentrada se convierte en trabajo mecánico que puede utilizarse para impulsar un generador y producir energía eléctrica.

La irradiancia global (G_T) se puede calcular sumando la radiación solar total en un plano inclinado, G_{B_T} , la radiación solar difusa total en un plano inclinado, G_{D_T} , y la radiación solar total reflejada por el suelo en un plano inclinado, G_{R_T} , según la Ecuación (129).

$$G_T = G_{B_T} + G_{D_T} + G_{R_T} \quad (120)$$

9.2.3.1 Radiación directa

El componente de radiación directa se calcula utilizando la irradiancia normal directa (G_{B_n}) del modelo de simulación. La radiación directa en una superficie inclinada se determina mediante la Ecuación (121), y en una superficie horizontal mediante la Ecuación (122). A partir de estas dos ecuaciones anteriores, podemos estimar el factor de inclinación de la radiación directa según la Ecuación (123).

$$G_{B_t} = G_{B_n} \cos \theta_z \quad (121)$$

$$G_B = G_{B_n} \cos \Phi \quad (122)$$

$$R_B = \frac{G_{B_T}}{G_B} = \frac{\cos \theta_z}{\cos \Phi} \quad (123)$$

La radiación directa para cualquier superficie es:

$$G_{B_t} = G_B R_B \quad (124)$$

El ángulo cenital (Φ) y el ángulo de incidencia (θ_z) se pueden simplificar. Por lo tanto, la Ecuación (123) se convierte en:

$$R_B = \frac{\cos \theta_z}{\cos \Phi} = \frac{\sin(L-\beta) \sin(\delta) + \cos(L-\beta) \cos(\delta) \cos(h_z)}{\sin(L) \sin(\delta) + \cos(L) \cos(\delta) \cos(h_z)} \quad (125)$$

La proporción de radiación directa en una superficie horizontal en cualquier momento se da por:

$$R_B = \frac{\sqrt{(1-\cos^2(\delta) \sin^2(h_z))}}{\sin(L) \sin(\delta) + \cos(L) \cos(\delta) \cos(h_z)} \quad (126)$$

9.2.3.2 Radiación difusa

La radiación difusa en una superficie inclinada es:

$$G_{D_T} = G_D R_D \quad (127)$$

$$G_{D_T} = (0,11 \cdot G_{B_n}) R_D \quad (128)$$

Se implementaron previamente tres modelos de radiación reflejada:

- El modelo de irradiancia de primera generación de Liu y Jordan.
- El modelo de irradiancia de segunda generación de Klucher.
- El modelo de tercera generación de Hafez et al. (ver [Tabla 13 \[70\]](#)).

Los tres modelos difieren en el cálculo de la radiación reflejada (RD). En este programa se ha aplicado el primer modelo (Modelo Isotrópico). En este modelo, los cálculos de RD son simples y se dan mediante la Ecuación (17), y el componente de radiación difusa del modelo isotrópico (G_{D_T}) se calcula mediante la Ecuación (18) [[98,101,102](#)].

$$R_D = \frac{1+\cos(\beta)}{2} \quad (129)$$

$$G_{D_T} = G_D \left(\frac{1+\cos(\beta)}{2} \right) \quad (130)$$

9.2.3.3 Radiación reflejada por el suelo

La radiación reflejada por el suelo en una superficie inclinada es:

$$G_{R_T} = (G_B + G_D) R_R \quad (131)$$

9.2.4 Análisis térmico para receptor de plato solar

Se propone un modelo matemático que describe el análisis térmico de un receptor solar conectado a un motor Stirling, dependiendo del análisis térmico del motor Stirling [98]. El modelo tiene en cuenta la transferencia de calor tanto por radiación como por convección en presencia de diferentes fluidos de

transferencia de calor. Los detalles de estos resultados se presentan en la siguiente sección.

Las Ecuaciones (132)–(134) son ecuaciones generales para lograr un equilibrio de energía en tres puntos: en la placa 1, la placa 2 y en el punto medio del contenedor para el receptor del plato solar [69,70].

$$\alpha_{p_1} G_T + h_{c,a_1-p_1}(T_{a_1} - T_{p_1}) + \sigma \varepsilon_{p_1} F_{a_1-p_1}(T_{a_1}^4 - T_{p_2}^4) = h_{c,p_1-f}(T_{p_1} - T_f) + \sigma \varepsilon_{p_1} F_{p_1-p_2}(T_{p_1}^4 - T_{p_2}^4) \quad (132)$$

$$h_{c,air-p_2}(T_f - T_{p_2}) + \sigma \varepsilon_{p_1} F_{p_1-p_2}(A_{p_1}/A_{p_2})(T_{p_1}^4 - T_{p_2}^4) = h_{c,p_2-a_2}(T_{p_2}^4 - T_{a_2}^4) \quad (133)$$

$$h_{c,p_1-f}(T_{p_1} - T_f) = h_{c,f-p_2}(T_f - T_{p_2}) \quad (134)$$

La constante de Stefan-Boltzmann, σ , es igual a $5,669 \cdot 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$. El calor específico de la placa 1 y la placa 2, c_{p_1} y c_{p_2} para aluminio es de $897 J/kg \cdot K$. El calor específico $c_{p_{air}}$ para el aire con el cilindro es de $5.193 J/kg \cdot K$. Los coeficientes de absorción solar para los materiales de superficie de las placas, α_{p_1} y α_{p_2} , son 0,95 y 0,25. La densidad para aluminio ρ_{p_1} y ρ_{p_2} es de $2.712 kg/m^3$ y para el aire ρ_{air} es de $0,167 kg/m^3$. El grosor de cada capa, $d_{p_1,p_2,f}$, es de 0,001, 0,001 y 0,015 m respectivamente.

La transferencia de calor y masa en fluidos tiene muchos factores; uno de los factores importantes es la transferencia de calor por convección. Los coeficientes térmicos de ecuaciones generales como la transferencia de calor por convección, el número de Nusselt, el número de Grasshof y el número de Prandtl se muestran en las Ecuaciones (134)-(137).

$$h_c = \frac{K}{L} Nu \quad (135)$$

$$Nu = a(Gr \cdot Pr)^n \quad (136)$$

$$Gr = \frac{g\beta\rho^2 L^3 (T_1 - T_2)}{\mu^2} \quad (137)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{K} \quad (138)$$

El cálculo del factor del número de Nusselt en convección natural se muestra en la Ecuación (135), y los valores de transferencia de calor por convección son muy específicos para la forma de la superficie y las condiciones de transferencia de calor, como se muestra en la [Tabla 9](#). Los valores de las constantes pueden estimarse a partir de la [Tabla 10](#).

Si se utiliza aire como el fluido, entonces, el calor específico $C_{p_{air}}$ es de $1,005 kJ/kg \cdot K$. La densidad del aire ρ_{air} es de $1.205 kg/m^3$. Los coeficientes de absorción solar para los materiales de superficie de las placas ap_1 y ap_2 son 0,95 y 0,25 respectivamente. La conductividad térmica del aire K_{air} es de $0,0257 W/m \cdot K$. El coeficiente de expansión térmica del aire β_{air} es de

3.43×10^{-3} a 33.43×10^{-3} 1/K. La viscosidad dinámica del aire μ_{air} es de $1,983 \times 10^{-5}$ a $51,983 \times 10^{-5}$ g/ms. La aceleración debido a la gravedad g es de $9,81$ m/s².

La Ecuación (135) es un método de cálculo general para el coeficiente de transferencia de calor por convección. Como se muestra en las Ecuaciones (139), puede reducirse a formas identificadas para las cuatro capas del contenedor receptor que se conectarán al motor Stirling.

ε	f_{11}	f_{12}	f_{13}	f_{21}	f_{22}	f_{23}
1,000–1,1065	-0,008	0,588	-0,062	-0,060	0,072	-0,022
1,065–1,230	0,130	0,683	-0,151	-0,019	0,066	-0,029
1,230–1,500	0,330	0,487	-0,221	0,055	-0,064	-0,026
1,500–1,950	0,568	0,187	-0,295	0,109	-0,152	0,014
1,950–2,800	0,873	-0,392	-0,362	0,226	-0,462	0,001
2,800–4,500	1,132	-1,237	-0,412	0,288	-0,823	0,056
4,500–6,200	1,060	-1,600	-0,359	0,264	-1,127	0,131
>6,200	0,678	-0,327	-0,250	0,156	-1,377	0,251

Tabla 16 - Modelo de tercera generación de Hafez et al.

Superficie	$(Gr \cdot Pr)$	a	n
Placas/cilindros verticales	$10^4 - 10^9$	0,59	0,25
	$10^9 - 10^{12}$	0,13	0,33
Tubos horizontales	$10^3 - 10^9$	0,53	0,25
Placas horizontales	$10^5 - 2 \cdot 10^7$	0,54	0,25
Calentado con la cara hacia arriba o enfriado con la cara hacia abajo	$2 \cdot 10^7 - 3 \cdot 10^{10}$	0,14	0,33

Placas verticales; calentadas con la cara hacia arriba o enfriadas con la cara hacia abajo	$3 \cdot 10^5 - 3 \cdot 10^{10}$	0,27	0,25
---	----------------------------------	------	------

Tabla 17 - Estimación de las constantes

$$h_{c,a_1-p_1} = 0,895055(T_{a_1} - T_{p_1})^{0,33} \quad (139a)$$

$$h_{c,p_2-a_2} = 0,903129(T_{p_2} - T_{a_2})^{0,33} \quad (139b)$$

$$h_{c,p_1-f} = 28,0346(T_{p_1} - T_f)^{0,25} \quad (139c)$$

$$h_{c,f-p_2} = 28,0346(T_f - T_{p_2})^{0,25} \quad (139d)$$

El coeficiente ε es la emisividad de la capa, y F es el factor de vista entre dos superficies. La emisividad de la placa superior y la inferior de aluminio son 1 y 0,77 respectivamente. Además, los coeficientes de absorción solar de los materiales de las placas α_{p_1} y α_{p_2} son 0,95 y 0,25 respectivamente.

$$F_{p_1-p_2} = \frac{X-Y}{2} = 0,894 \quad (140)$$

$$F_{a_1-p_1} = \frac{1+\cos(\beta)}{2} = 1 \quad (141)$$

$$F_{p_2-a_2} = \frac{1+\cos(\beta)}{2} = 1 \quad (142)$$

Como se muestra en las Ecuaciones (132)–(134), las ecuaciones de balance de energía en la placa 1 y la placa 2 y en el punto medio del receptor en condiciones de estado estacionario pueden simplificarse como las Ecuaciones (143)–(145) según lo siguiente.

El factor de vista desde el lado interior de la placa superior hacia el lado interior de la placa inferior, $F_{p_1-p_2}$, es 0,894, y es 1 desde el aire exterior circundante hacia el lado exterior de la placa superior, $F_{a_1-p_1}$. El factor de vista desde el lado exterior de la placa inferior hacia el aire exterior circundante, $F_{p_2-a_2}$, es 1, como se muestra en la Ecuación (28).

Como se muestra en las ecuaciones (132)–(134), las ecuaciones de balance de energía en la placa 1 y la placa 2, así como en el punto medio del receptor, en condiciones de estado estable, se pueden simplificar en las Ecuaciones (29)–(31) de la siguiente manera:

$$0,95G_T + 0,895055(T_{a_1} - T_{p_1})^{1,33} + 5,669 \cdot 10^{-8}(T_{a_1}^4 - T_{p_2}^4) = 28,0346(T_{p_1} - T_f)^{1,25} + 5,068 \cdot 10^{-8}(T_{p_1}^4 - T_{p_2}^4) \quad (143)$$

$$28,0346(T_f - T_{p_2})^{1,25} + 4,9 \cdot 10^{-8}(T_{p_1}^4 - T_{p_2}^4) = 0,903129(T_{p_2} - T_{a_2})^{1,33} + 4,36 \cdot 10^{-8}(T_{p_2}^4 - T_{a_2}^4) \quad (144)$$

$$T_f = \frac{T_{p_1} - T_{p_2}}{2} \quad (145)$$

10. CONTROL Y SEGUIMIENTO

*The art of control engineering is to make a system do what you want it to do, despite the fact that it usually wants to do something else.*³³

Richard Bellman

10.1 Conceptos generales

El sistema de seguimiento solar que permite que un disco parabólico o un panel fotovoltaico estén ortogonales a la radiación solar durante el día puede aumentar la radiación solar concentrada hasta en un 40%. El plato parabólico fijo generalmente no puede seguir la trayectoria del sol, y el sistema de seguimiento de un solo eje puede seguir al sol en la dirección horizontal (ángulo de azimut), mientras que el sistema de seguimiento de dos ejes sigue la trayectoria del sol en ambos ángulos de azimut y altitud. En este capítulo se estudia y diseña un sistema de seguimiento de control automatizado de doble eje, que sigue al sol en dos planos (azimut y altitud) para mover un sistema de plato parabólico concentrado hacia la dirección de difusión de rayos de radiación solar.

El sistema de seguimiento diseñado está construido con un microcontrolador o control lógico programable (PLC) con un programa digital que opera el seguidor solar utilizando un controlador, una caja de engranajes para controlar la velocidad angular y el par mecánico, soportes y montajes. Se modelan dos motores paso a paso para guiar el panel del plato parabólico perpendicular al haz solar. En el presente estudio, se ha desarrollado un esquema de simulación de un sistema de seguimiento solar de dos ejes operando bajo Matlab®/Simulink. El programa modela y estudia la efectividad del sistema en general. El seguidor diseñado se ha estudiado con datos reales de ángulos de trayectoria solar (azimut y altitud), así como con una Irradiación Normal Directa (IND) de las coordenadas elegidas para mejorar la efectividad del panel del plato parabólico mediante la adición de características de seguimiento a esos sistemas de acuerdo con el sitio escogido.

Por un lado, la radiación solar anual total que llega a la Tierra es más de 7.500 veces el consumo total de energía principal anual del mundo de 450 EJ³⁴ [3]. Por lo tanto, la energía solar se puede considerar como el recurso renovable más conveniente para las perspectivas de energía futura, y, como ya se dijo, el ideal para instalaciones de energía distribuida.

En el mundo actual, los sistemas de energía solar, incluyendo la fotovoltaica y los sistemas de concentración solar (que es lo que compete a este trabajo), se han considerado como la solución más aplicable en términos de aplicaciones industriales y domésticas. En los sistemas de concentración solar, se utiliza un colector solar, que tiene la función de recoger la radiación solar y convertirla en energía térmica o eléctrica.

³³ "El arte de la ingeniería de control consiste en hacer que un sistema haga lo que deseas, a pesar de que generalmente quiere hacer algo diferente."

³⁴ 1 EJ = 10¹⁸ J

En general, la potencia desarrollada en dichas aplicaciones depende fundamentalmente de la cantidad de energía solar capturada por los colectores. Por lo tanto, la necesidad de diseño y desarrollo en sistemas de seguimiento solar debe ser capaz de seguir la trayectoria del sol durante el día a lo largo del año, lo cual recibe una fuerte atención por parte de la comunidad energética. La energía solar no es constante en ninguna dirección durante el día debido al movimiento del sol, mientras que el sistema de generación de energía solar utiliza un sistema específico de seguimiento solar, lo que aumenta la disponibilidad de energía en comparación con los sistemas estables estándar.

Una forma de aumentar la eficiencia de un plato de energía solar es fabricar el sistema del plato utilizando diferentes materiales eficaces (tema que se abordó en el capítulo anterior). La segunda forma es seguir el sol mediante el uso de un seguidor solar eficiente y de respuesta rápida. En ese contexto, por ejemplo, se han sugerido varios sistemas para optimizar el ángulo de inclinación y la dirección de los colectores solares diseñados para diferentes latitudes geográficas o períodos de utilización posibles [18].

La generación de energía solar mediante el uso de un plato móvil controlable es una solución eficiente. Cuando la Tierra está rotando, la radiación solar que llega a los colectores no puede ser constante en ninguna dirección durante todo el día. Por lo tanto, el seguimiento de la energía solar en cada dirección aumenta la eficiencia del sistema. De hecho, un seguidor solar es un panel solar automatizado que ayuda a obtener la radiación máxima durante todo el día.

La eficiencia de un plato concentrado, que está principalmente sujeto a un esquema de producción de energía basado en un motor Stirling, puede mejorarse mediante el uso de un sistema de seguimiento de doble eje. En este sentido, el sistema de seguimiento de doble eje es la mejor opción para rastrear en ambas direcciones de azimut y altitud. Esto también funciona bien incluso durante una temporada nublada en comparación con un seguidor de un solo eje tradicional.

El sistema de seguimiento solar de dos ejes diseñado se distingue por ser un sistema electromecánico simple y de bajo costo con bajos requisitos de mantenimiento, fácil instalación y aspectos operativos. Además, el hardware y el software del rastreador no requieren actualizaciones cuando ocurre un cambio estacional en la posición del sol. Básicamente, el sistema diseñado consta de un GPS que determina la ubicación, un microcontrolador o un controlador lógico programable (PLC) para almacenar software y datos reales para la trayectoria solar. Los interruptores mecánicos, operados mediante dos motores paso a paso que se mueven en el plato parabólico en el ángulo de azimut paralelo al plano horizontal, así como en el plano de altitud vertical al horizonte, son también componentes vitales. Estos movimientos bidimensionales permiten que el plato concentrado se mueva hacia arriba/abajo e izquierda/derecha durante el día. Dos motores están conectados con una caja de engranajes simple para controlar la velocidad de rotación y el par mecánico.

Con los rápidos avances en la tecnología informática y de sistemas de control en las últimas décadas, la literatura contiene muchos sistemas avanzados de

seguimiento solar diseñados para maximizar la eficiencia de sistemas termosolares y fotovoltaicos [99]. En general, estos sistemas pueden clasificarse como sistemas de lazo abierto o de lazo cerrado según su modo de operación necesario. El sistema diseñado en este capítulo representa una revisión sistemática de los principios operativos y las ventajas de cada uno de los principales tipos de sistemas de seguimiento solar de lazo cerrado y de lazo abierto. Los tipos de sistemas de seguimiento solar de lazo cerrado presentados en la literatura durante los últimos 20 años se basan en principios de control de retroalimentación. Estos sistemas de seguimiento de lazo cerrado utilizan sensores que detectan parámetros relevantes inducidos por el sol, manipulados para transferir una serie de entradas a un controlador y luego producir salidas (es decir, basado en sensores). Mientras que los tipos de controladores de lazo abierto computan sus entradas en un sistema utilizando solo un algoritmo programado del sistema y sin utilizar retroalimentación para determinar si su entrada ha alcanzado el objetivo deseado, donde el algoritmo basado en el sistema es más barato y simple que los sistemas de seguimiento solar de lazo cerrado. No observa la salida de los procesos que está controlando. Por lo tanto, la desventaja de un sistema de lazo abierto es la incapacidad para corregir errores, de modo que puede funcionar bajo un algoritmo programado y generalmente no puede compensar las perturbaciones en el sistema. Los algoritmos de control de lazo abierto de los sistemas de seguimiento solar utilizan la geometría de la irradiación solar del modelo de trayectoria solar [50].

En el presente estudio, se discute la ventaja de un sistema de seguimiento solar de doble eje, ya que el Sol cambia su posición en el cielo debido a la rotación de la Tierra a diario, y esta complejidad se incrementa aún más en una base estacional [50]. Con la ayuda de un sistema de seguimiento solar de doble eje, se puede mejorar la eficiencia de la energía solar, como se señalará. El sistema de seguimiento solar de doble eje funciona especialmente bien incluso si el clima se vuelve nublado, en comparación con el sistema de seguimiento solar de un solo eje. Entre las herramientas de seguimiento, los seguidores de un solo eje tienen una desventaja, ya que la ubicación del Sol cambia en el cielo con un cambio en el ángulo de altitud, estacionalmente, así como con el ángulo de azimut durante el día. Sin embargo, dicho sistema solo sigue la dirección diaria.

10.2 Diseño del sistema de seguimiento solar de doble eje

Una plataforma de seguimiento solar con un controlador eléctrico sigue continuamente la posición del Sol. De hecho, durante ese proceso, se requiere información sobre la trayectoria solar. Se discutirá el concepto de datos de trayectoria solar, que incluye los ángulos de azimut y altitud para una ubicación específica del Sistema de Posicionamiento Global (GPS) en la Tierra. Por lo tanto, es necesario definir un algoritmo de posicionamiento solar que tiene como objetivo rastrear el Sol como fuente de energía solar y seguir su movimiento claro en el cielo.

Los sistemas de seguimiento diseñados deben ser capaces de seguir la posición del sol con un ángulo preciso incluso en condiciones climáticas nubladas. Hasta ahora, se han sugerido diferentes técnicas de seguimiento solar con el fin de

aumentar la energía obtenida para los sistemas de recolección solar. Un seguidor solar de lazo cerrado normalmente genera una mayor precisión de seguimiento en los sistemas de seguimiento óptico, donde la estructura compleja con baja estabilidad es el principal defecto. En el presente trabajo, el diseño se centra en un sistema de seguimiento solar de lazo abierto, donde la trayectoria del Sol se encuentra a partir de un algoritmo astronómico y se almacena como datos constantes para la ubicación actual. De hecho, el seguidor de lazo cerrado pierde señales de retroalimentación y, por lo tanto, no puede seguir la dirección del Sol si el sensor está sombreado o inactivo debido a las nubes. Por lo tanto, la filosofía para el seguimiento es un lazo abierto para utilizar sensores o algoritmos de lazo abierto, de esta manera, los sensores no se ven afectados por nubes o cambios estacionales. Un sensor de lazo abierto, como un codificador, asegura que el plato equivalente se coloque directamente en la dirección de la trayectoria calculada del Sol, obtenida de una tabla o algoritmo especial.

El sistema de seguimiento sigue al Sol con un grado particular de precisión y mueve el plato a su ubicación principal al final del día mediante un sistema de motor. La [Figura 121](#) esboza el sistema de plato parabólico con seguimiento de doble eje.

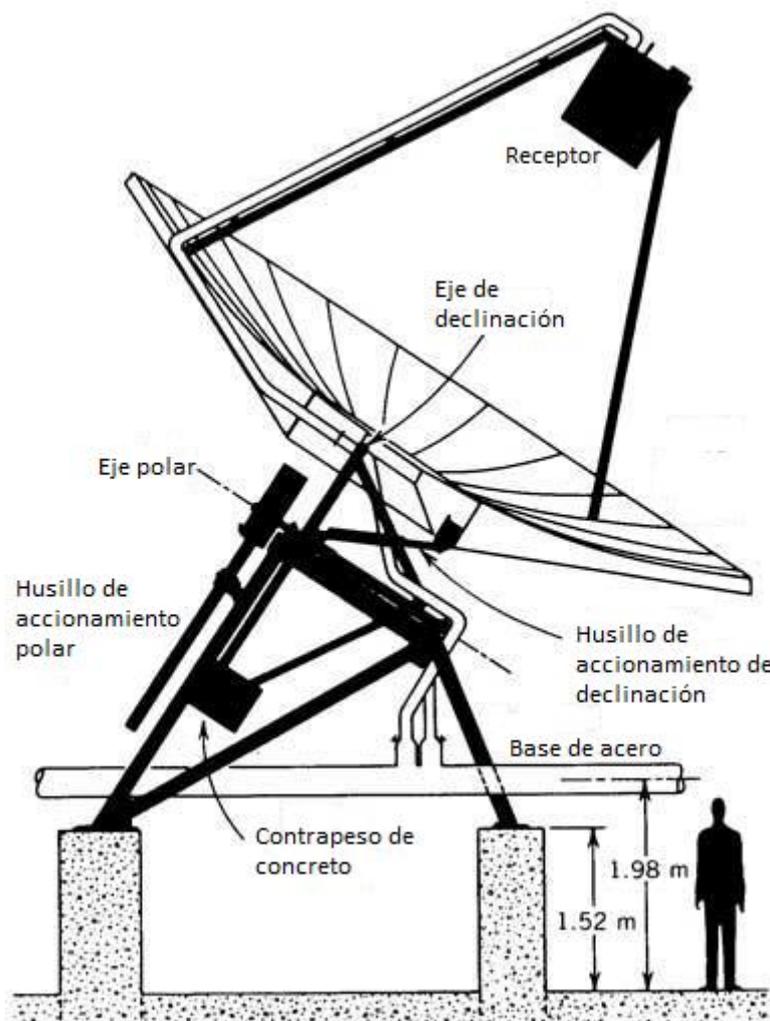


Figura 121 - Diagrama esquemático del plato parabólico utilizando un sistema de seguimiento solar de doble eje

10.2.1 Diseño de la parte electromecánica

La [Figura 122](#) ilustra el algoritmo de seguimiento basado en software del seguidor solar de lazo abierto diseñado:

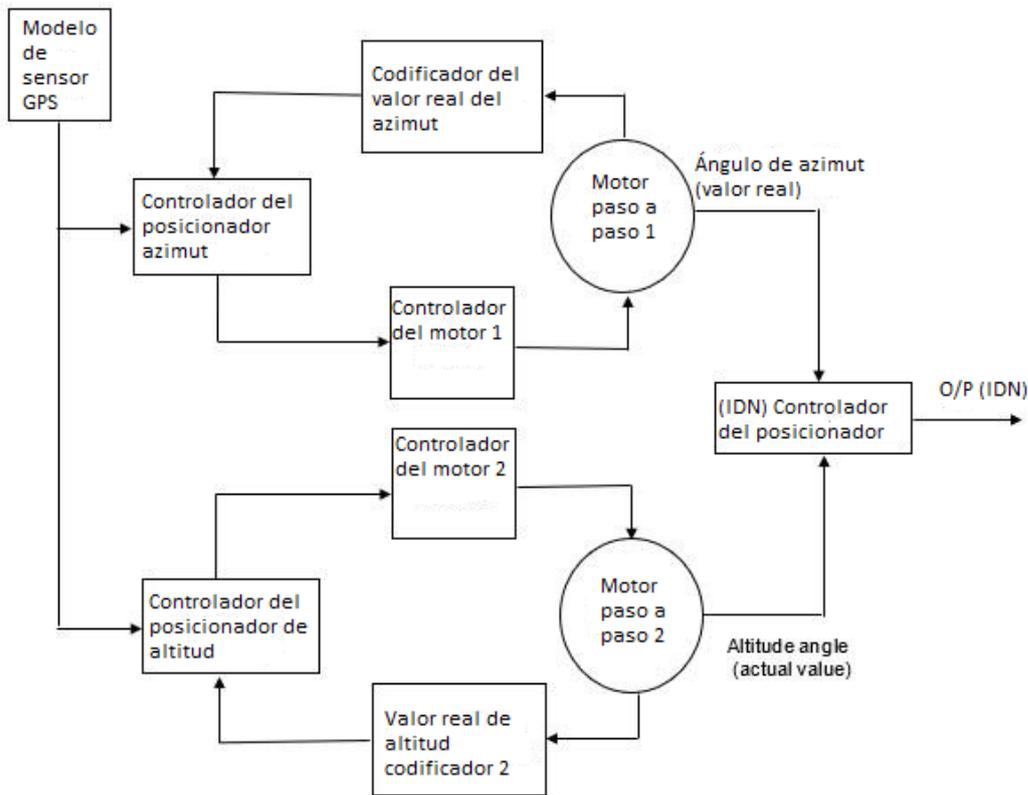


Figura 122 - Algoritmo del sistema de seguimiento solar de doble eje diseñado

Los componentes principales son un GPS para determinar la ubicación, un software almacenado y una tabla de datos reales de la trayectoria solar (con ángulos de azimuth y elevación) utilizando un microcontrolador o un controlador lógico programable (PLC), dos interruptores mecánicos de límite, dos motores paso a paso de 0,25° por paso como controladores. El primer motor para la rotación alrededor del eje vertical (ángulo de elevación), el segundo para el movimiento de seguimiento Este-Oeste (ángulo de azimuth), cada uno de ellos está conectado con cajas de engranajes para controlar la velocidad de rotación y el par mecánico, y un sensor de posición angular de retroalimentación.

Astronomical Applications Dept. U.S. Naval Observatory Washington, DC 20392-5420 Olaroz Chico (Jujuy), -23,3904; -66.7577 Enero 15, 2022		
Hora	Elevación	Azimut
05:00	-10.1	61.1
05:30	-4.0	64.5

06:00	2.5	67.5
06:30	8.8	70.3
07:00	15.3	72.8
07:30	21.9	75.1
08:00	28.5	77.4
08:30	35.3	79.5
09:00	42.0	81.6
09:30	48.9	83.7
10:00	55.7	85.9
10:30	62.6	88.3
11:00	69.4	91.2
11:30	76.3	95.6
12:00	83.1	105.5
12:30	88.0	188.8
13:00	82.5	255.9
13:30	75.7	264.9
14:00	68.8	269.0
14:30	62.0	271.9
15:00	55.1	274.3
15:30	48.2	276.4
16:00	41.4	278.5
16:30	34.6	280.6
17:00	27.9	282.8
17:30	21.2	285.0
18:00	14.7	287.4
18:30	8.2	289.9
19:00	2.0	292.7
19:30	-4.6	295.7
20:00	-10.7	299.1

Figura 123 – Datos de elevación y azimut para Olaroz Chico (Jujuy)

10.2.2 Datos de Irradiación Directa Normal (IDN)

Es una magnitud de radiación solar que actúa sobre la unidad de área de una superficie que siempre es perpendicular a los rayos rectos que provienen de la ubicación actual del Sol. En general, la magnitud de irradiancia recibida por una superficie se puede maximizar manteniéndola perpendicular a la radiación entrante durante el día. Esta cantidad es de cierta importancia para las estructuras y sistemas solares concentrados. La irradiancia es un valor de energía solar y se conoce como la tasa a la cual la energía solar cae sobre una superficie, por lo que se representa como (W/m^2). Si el Sol proporciona un valor constante de $1.000 W/m^2$ durante una hora, se puede decir que tiene una tasa de transmisión de $1 kWh/m^2$ de energía.

La medición de dispositivos para la radiación solar, llamados "piranómetros", es precisa y costosa. Un "piranómetro" es esencialmente una placa plana cubierta con un techo transparente y revestida con una cara altamente absorbente. Cuando el sol incide sobre ella, la superficie se calienta. La temperatura de la superficie se mide con un termopar, lo que proporciona una tensión de salida proporcional a la magnitud de la energía solar que actúa sobre la superficie.

10.2.3 Datos de Ángulos de Trayectoria Solar (Azimut y Elevación)

La trayectoria solar se mueve de este a oeste y el movimiento del Sol se puede clarificar para una posición geográfica (es decir, GPS). El mecanismo de seguimiento utiliza los datos de la trayectoria solar para seguirla en un plato parabólico. Para ello, la trayectoria desde una ubicación geográfica dada debe ser estudiada, analizada y comprendida claramente. Los ángulos de azimut y elevación son dos parámetros que definen la posición del Sol o la Luna en el cielo, tal como se muestra en la [Figura 123](#), cuando se observa desde una ubicación específica en un momento particular.

- Ángulo de Elevación:

Se encuentra en el rango de 0° a 90° y representa el ángulo entre el plano horizontal y el Sol. El Sol tiene un ángulo de altitud de 0° cuando está en el horizonte, mientras que está directamente en la vertical cuando tiene un ángulo de altitud de 90° .

- Ángulo de Azimut:

Indica la dirección principal en la que puede aparecer el sol. Varía entre 0° y 360° . 0° se encontraría en el norte, 90° en el este, 180° en el sur y 270° en la posición oeste.

La [Figura 123](#) muestra el esquema de la geometría de altitud y azimut. Aquí, el ángulo horario para el solsticio de verano está en el lado izquierdo y el solsticio de invierno está en el lado derecho. Representa claramente los cambios de ángulo requeridos para el proceso de seguimiento solar, mientras que la velocidad de seguimiento solar (grados por minuto) es igual a la derivada parcial de las curvas de ángulo.

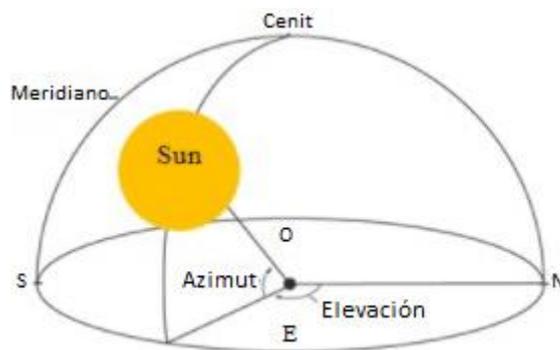


Figura 124 - Croquis de ángulos azimut y elevación

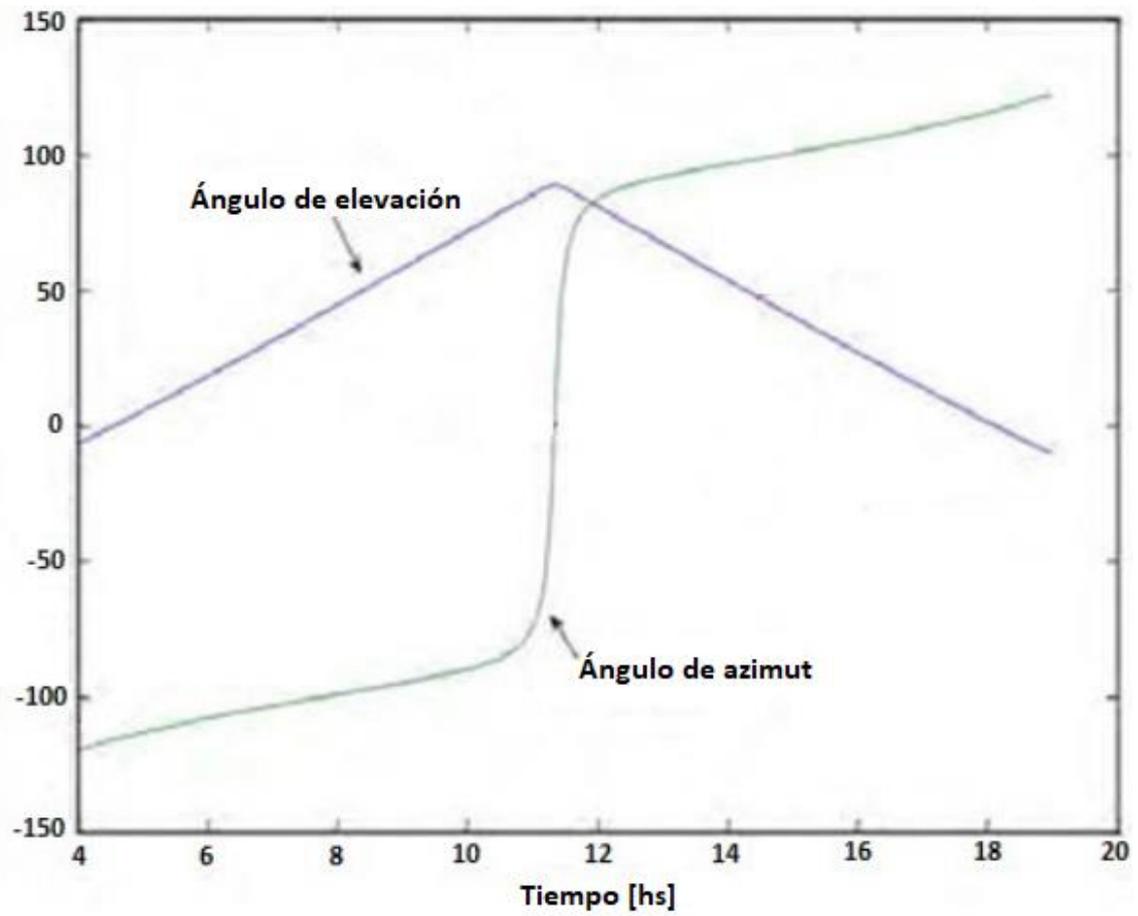


Figura 125 - Ángulos de elevación y de azimut de la trayectoria solar durante el día para el solsticio de verano

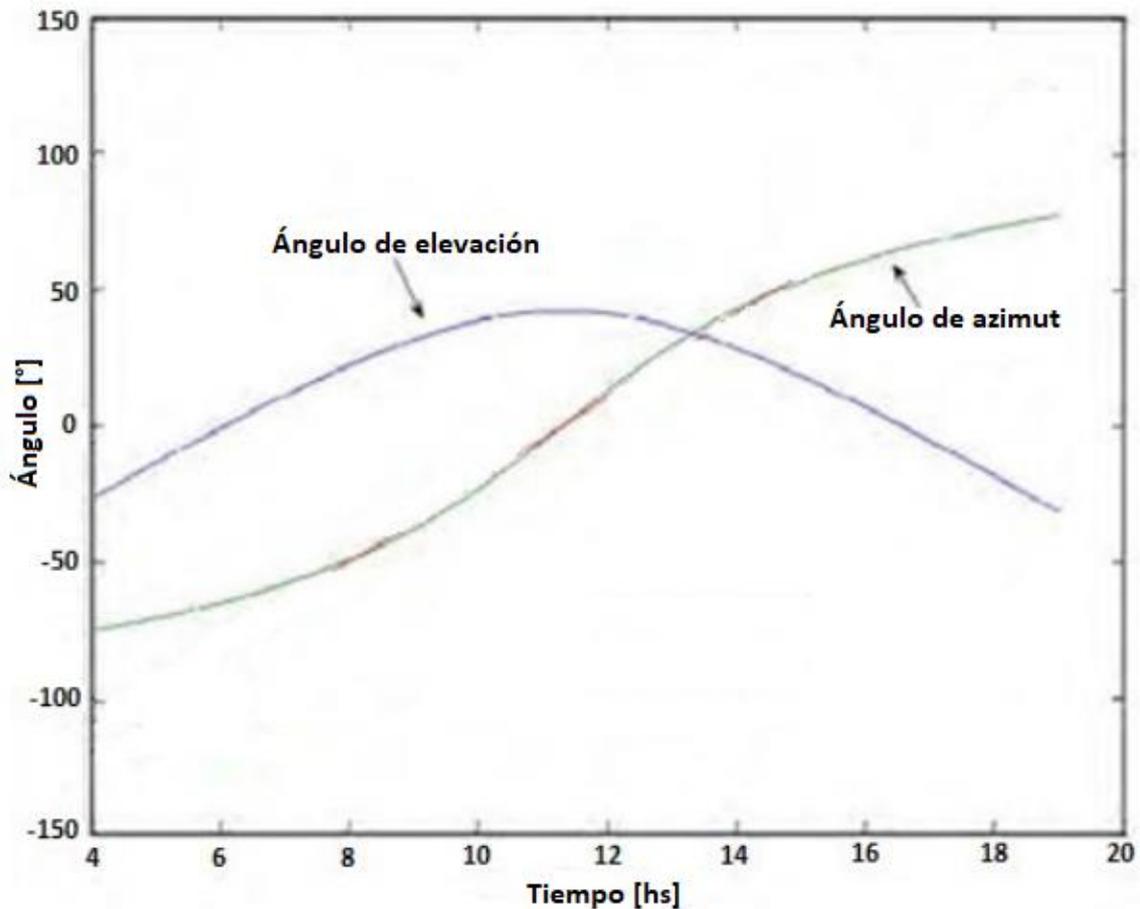


Figura 126 - Ángulos de elevación y ángulos acimutales de la trayectoria solar durante el día para el solsticio de invierno

10.3 Resultados de la simulación

El sistema global de seguimiento solar de doble eje, que incluye el sistema de control, el mecanismo de seguimiento, la tabla de datos reales de IDN y la trayectoria solar (ángulos de azimut y altitud), ha sido estudiado y modelado utilizando Matlab® y Simulink®, como se muestra en la [Figura 126](#). Los mecanismos de seguimiento de azimut y elevación son controlados por el sistema de control de seguimiento solar mediante el uso de equipos electromecánicos diseñados, que incluyen dos motores paso a paso y una caja de engranajes. La Figura 126 representa un sistema de seguimiento completo, donde los datos de entrada son los ángulos de azimut y elevación. Los valores de paso de salida actúan directamente sobre el motor paso a paso, donde la salida del motor paso a paso es el par mecánico, la velocidad angular y los ángulos de paso. Los valores de paso de salida de los ángulos interpolan la tabla de búsqueda de DNI para extraer el IDN operativo que actúa directamente sobre el plato concentrado.

Para diseñar el mecanismo de seguimiento solar, inicialmente se calculó el movimiento del Sol, durante un día elegido (en este caso el 15 de enero) utilizando el procedimiento de cálculo de la trayectoria solar. Es decir, se utilizan los datos calculados de la posición del Sol en azimut y elevación. En la ubicación elegida, el ángulo de azimut varía de 61.1° a 299.1°) y la altitud varía de -10.1° a 10.7° durante ese día en las coordenadas elegidas. Estos rangos se utilizaron para definir los rangos de conducción mínimos del mecanismo de seguimiento solar, también

para el movimiento del Sol, donde se debe definir la velocidad angular máxima requerida en el diseño del mecanismo de seguimiento solar.

El ángulo de azimut que representa el movimiento del sol en el plano del horizonte comenzó en el oeste y aumenta hasta el valor máximo en el oeste, como se muestra en la [Figura 124](#). Un aumento brusco al mediodía depende de los solsticios de verano e invierno. El ángulo de altitud que representa la posición del sol en el plano vertical comienza en el ángulo de salida del sol por debajo del horizonte (normalmente con signo negativo), aumenta hasta el valor máximo (menos de 90 grados), luego disminuye, como se muestra en la [Figura 125](#).

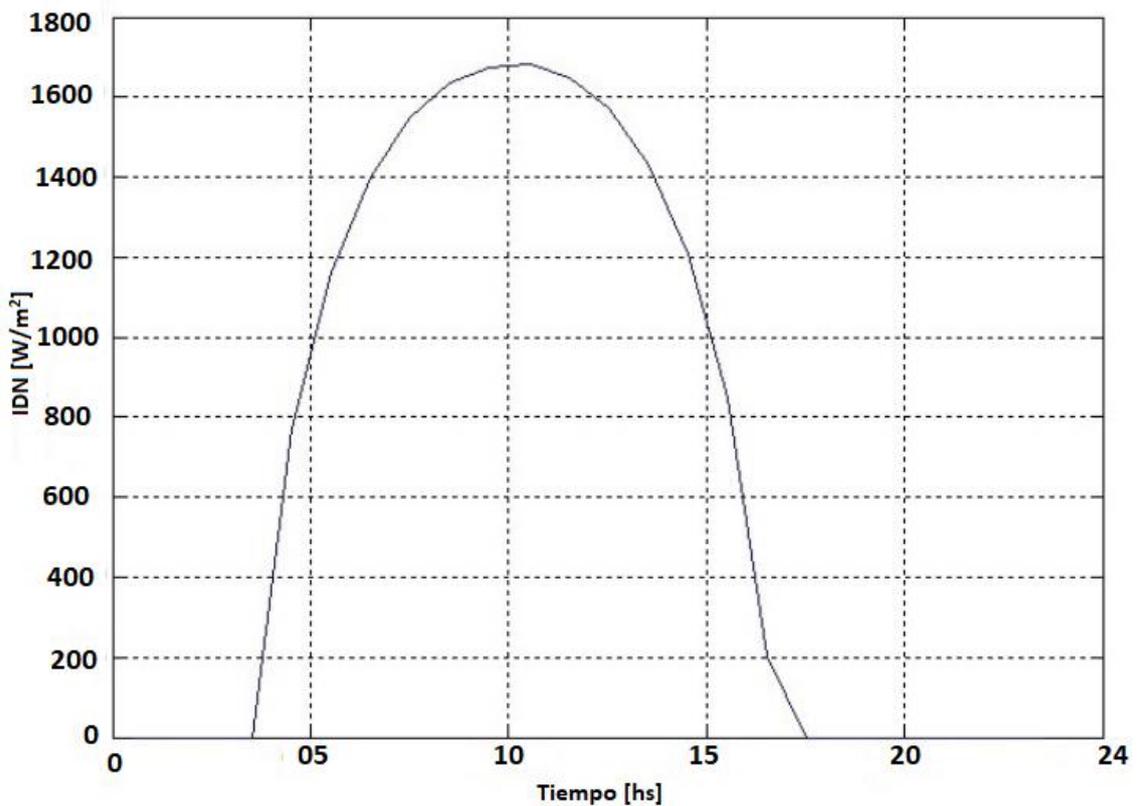


Figura 127

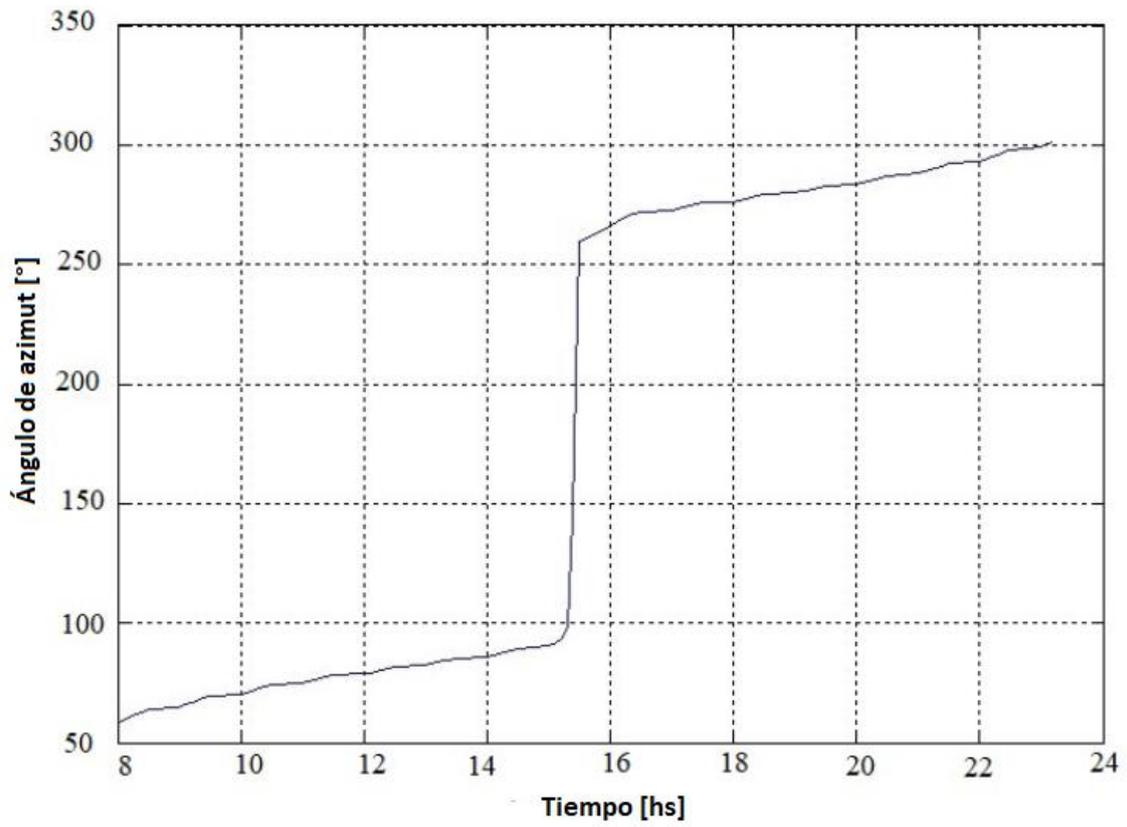


Figura 128

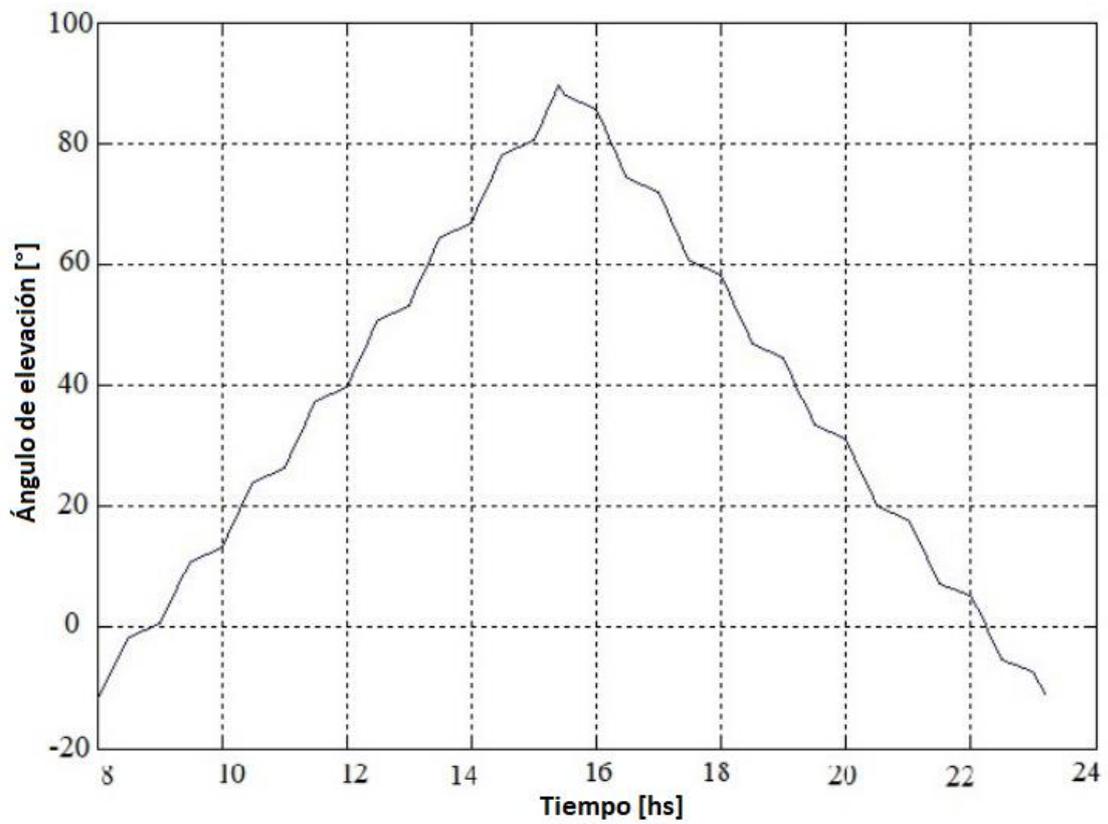


Figura 129

En el seguidor, el sistema de plato solar concentrado utiliza la energía solar al rotar mediante dos motores paso a paso en el ángulo de azimut paralelo al plano horizontal, así como en el ángulo de altitud vertical al plano horizontal. Este seguidor de doble eje ha sido diseñado para orientar el plato parabólico en direcciones vertical (ángulo de altitud) y horizontal (ángulo de azimut) con el fin de seguir el movimiento del sol en ambas direcciones durante el día. El motor paso a paso funciona de acuerdo con el cambio de datos de entrada de la trayectoria solar. Las Figuras [130](#) y [131](#) determinan la salida del motor paso a paso. El par de torsión mecánico necesario para mover el plato parabólico, la velocidad angular igual a la tasa de cambio del movimiento solar durante el día, y los ángulos de paso de azimut (dirección de izquierda a derecha) y la altitud (hacia arriba o hacia abajo) que mueven el plato parabólico a su posición deseada se muestran en las Figuras [130](#) y [131](#), respectivamente. El par de torsión mecánico y la velocidad angular tienen una relación inversa, es decir, cuando el par de torsión de simulación de entrada al motor paso a paso es bajo, la velocidad de rotación de salida es alta, mientras que el par de torsión mecánico de salida necesario es bajo, y viceversa, como se muestra en la Figura 82. Normalmente, la elección del par de torsión mecánico de salida y la velocidad angular depende del tamaño y peso del plato parabólico, teniendo en cuenta la tasa de cambio en el movimiento solar durante el día.

El eje del seguidor solar debe realizar una tasa angular de movimiento de al menos 0,25 grados por minuto para seguir el movimiento relativo del sol. Para lograr esa tasa angular, se requiere una velocidad de rotación mínima de 0,000694 *rpm* para realizar un seguimiento solar exitoso.

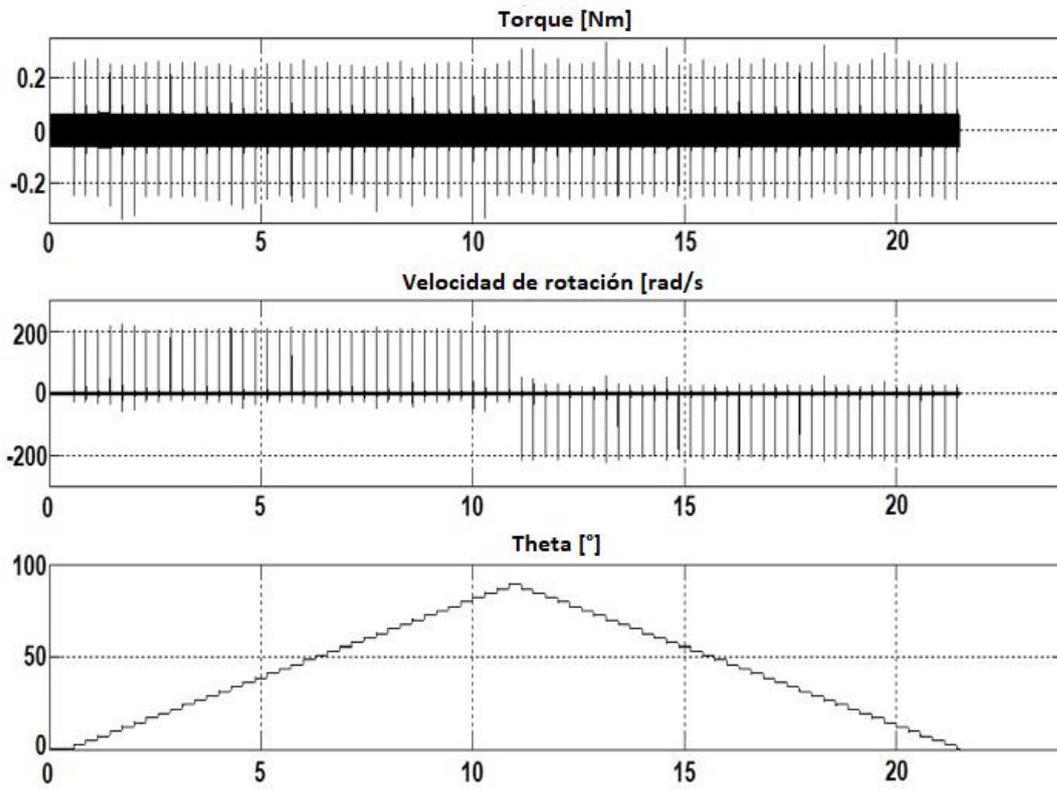


Figura 130 - Funcionamiento en función del tiempo de los motores paso a paso para la altitud

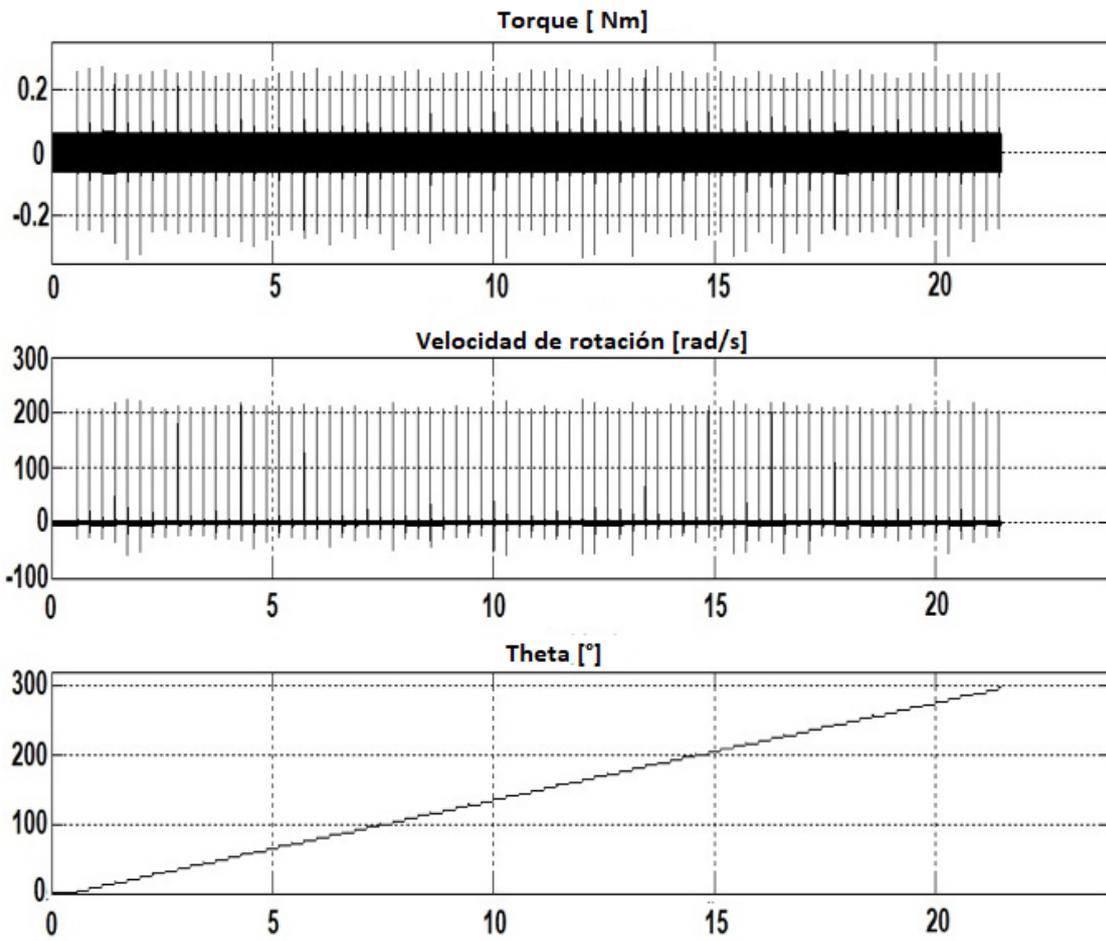


Figura 131 - Funcionamiento en función del tiempo de los motores paso a paso para las direcciones del ángulo acimutal

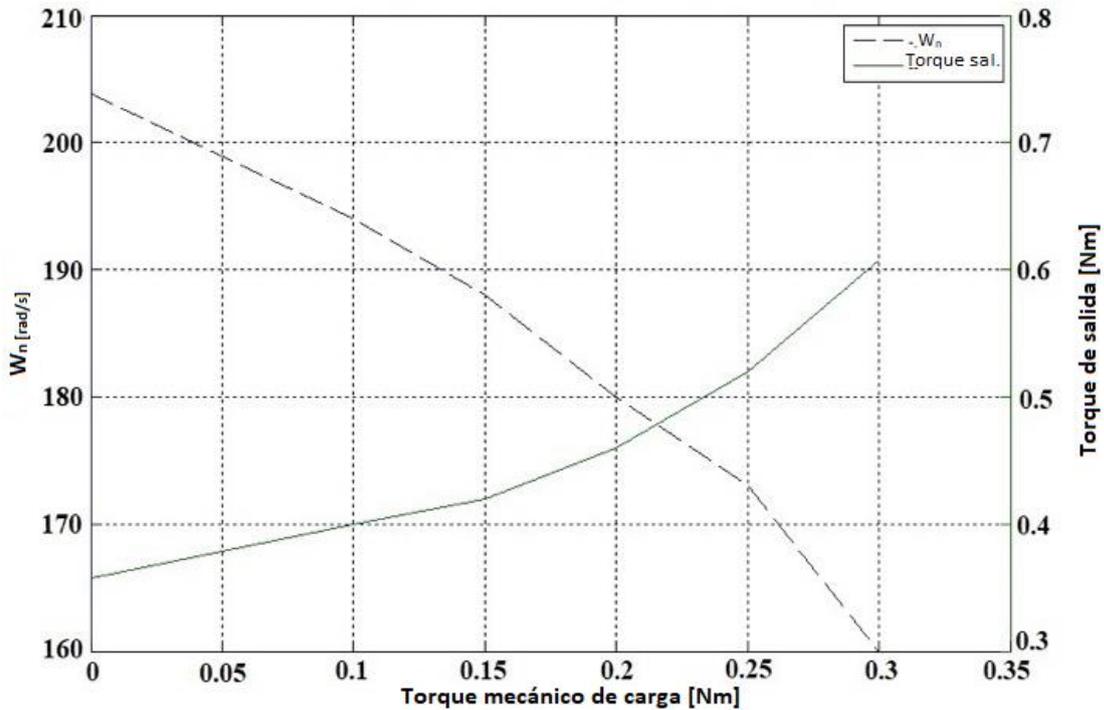


Figura 132 - Efecto de los torques mecánicos de carga versus velocidad de rotación y velocidad del motor paso a paso

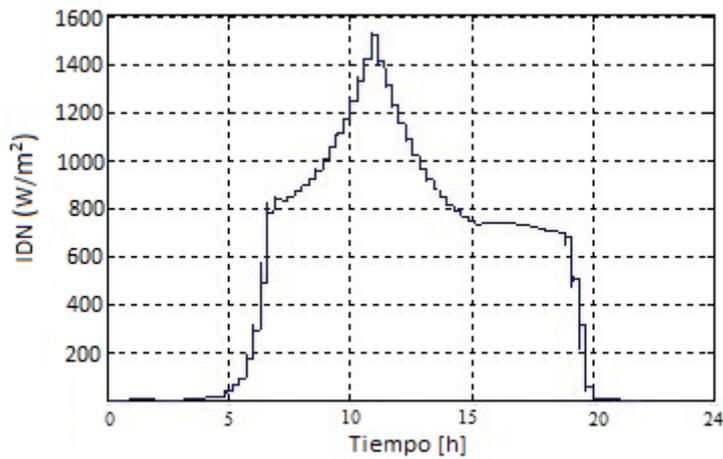


Figura 133 - Salida operativa de IDN (W/m^2) actuando sobre el plato parabólico

Generalmente, la velocidad del motor suele estar alrededor de 1.750 – 2.000 rpm. Esto significa que utilizar un motor eléctrico directamente no lograría una tasa de movimiento tan lenta con el par necesario adecuado para impulsar el mecanismo. Por esta razón, se requiere necesariamente una caja de cambios o un dispositivo de transmisión para disminuir la velocidad del motor, al tiempo que proporciona el par mecánico apropiado con una velocidad de seguimiento solar más lenta. La [Figura 133](#) representa la IDN operativa de salida, actuando directamente sobre el plato. La DNI operativa es igual a un porcentaje (80/90%) de la IDN real del Sol. Así, cubre una buena eficiencia. Comienza a las 05:00 a. m. con la luz del sol y aumenta hasta alcanzar el valor máximo al mediodía, luego

disminuye nuevamente hasta las 20:00 p. m. La magnitud cambia paso a paso con el movimiento del motor paso a paso y con respecto al cambio de la trayectoria solar.

El algoritmo propuesto puede seguir el mecanismo de accionamiento, incluyendo el motor, los engranajes reductores de velocidad, los cojinetes y se pueden registrar el par mecánico y la velocidad angular para el movimiento del plato parabólico. Sin embargo, se debe considerar el mecanismo de accionamiento, las dimensiones y el peso total del plato concentrador como un estudio posterior.

11. OPCIONES PARA EL ALMACENAMIENTO DE LA ENERGÍA ELÉCTRICA

*Energy storage in batteries is the key to unlocking the full potential of renewable energy, providing a crucial bridge between intermittent power sources and constant electricity supply.*³⁵

Emily Green

El almacenamiento de energía ofrece un enfoque bien establecido para mejorar la confiabilidad y utilización de la red eléctrica. Mientras que los sistemas de transmisión y distribución son responsables de llevar la electricidad a usuarios finales a lo largo de distancias, los sistemas de almacenamiento de energía (SAE) implican una dimensión temporal al proporcionar electricidad cuando se necesita. Un estudio reciente identificó diversas aplicaciones de alto valor para el almacenamiento de energía, que van desde la integración de fuentes de energía renovable hasta la calidad y confiabilidad del suministro eléctrico [51].

Las tecnologías de almacenamiento de energía disponibles para aplicaciones a gran escala se pueden dividir en cuatro tipos: mecánicas, eléctricas, químicas y electroquímicas. Los sistemas hidroeléctricos bombeados representan el 99% de una capacidad de almacenamiento mundial de 127.000 MW de potencia de descarga. El almacenamiento de aire comprimido ocupa un distante segundo lugar con 440 MW. Las características de varios de estos sistemas de almacenamiento de energía en términos de potencia, que identifica aplicaciones potenciales, y la duración de la descarga se ilustran en la [Figura 134](#). Las posibles aplicaciones en la red van desde la regulación de frecuencia y el seguimiento de la carga, para los cuales se necesitan tiempos de respuesta cortos, hasta la reducción de picos de carga y el cambio de carga, ambos de los cuales pueden llevar a mejoras en la confiabilidad, estabilidad y costos de la red [51]. El perfil de consumo de energía eléctrica mostrado en la [Figura 131](#) indica cómo el almacenamiento puede ser utilizado para adaptarse a cargas pico e integrar recursos renovables, que es el caso de interés para este trabajo. El cambio de carga representa una de las oportunidades más atractivas para los SAE debido al beneficio de almacenar energía cuando se genera un exceso (durante el día, principalmente en el verano austral) y liberarla en momentos de mayor demanda (durante la noche o en días muy nubosos). Sin embargo, los requisitos técnicos son bastante rigurosos.

³⁵ “El almacenamiento de energía en baterías es la clave para desbloquear todo el potencial de la energía renovable, proporcionando un puente crucial entre fuentes de energía intermitentes y un suministro constante de electricidad.”

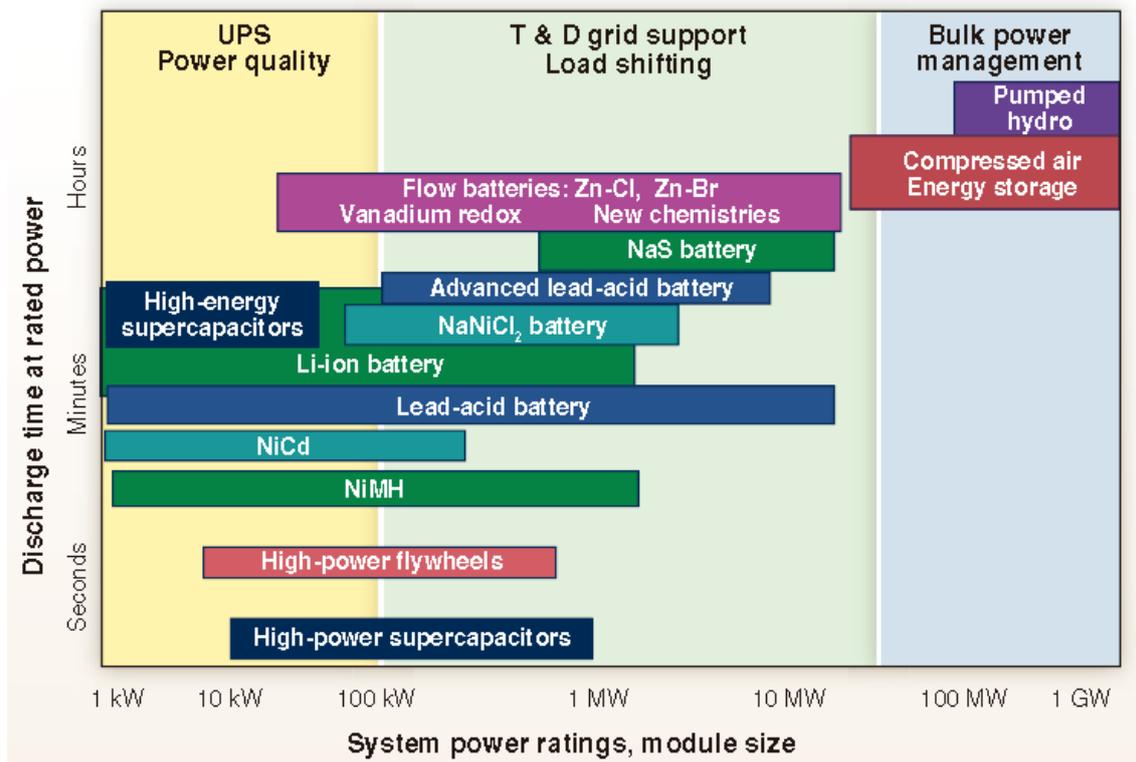


Figura 134 - Tiempo de descarga a potencia nominal para distintos tipos de sistemas de almacenamiento de energía

Como se indica en la [Figura 134](#), hay varias tecnologías de almacenamiento de energía basadas en baterías. En general, el almacenamiento de energía electroquímica posee varias características deseables y convenientes para el uso que se propone en este trabajo, que incluyen operación libre de contaminantes, alta eficiencia de ida y vuelta, características de potencia y energía flexibles para cumplir con diferentes funciones de la red, larga vida útil y bajo mantenimiento. Las baterías representan una excelente tecnología de almacenamiento de energía para la integración de recursos renovables. Su tamaño compacto las hace adecuadas para su uso en ubicaciones distribuidas, y pueden proporcionar control de frecuencia para reducir las variaciones en la producción solar local y mitigar las fluctuaciones de salida. Aunque el alto costo limita la penetración en el mercado, la modularidad y escalabilidad de diferentes sistemas de baterías ofrecen la promesa de una disminución de costos en los próximos años. En la actualidad, la tecnología de baterías de sodio/azufre (Na/S) está disponible comercialmente para aplicaciones en la red, con alrededor de 200 instalaciones en todo el mundo, que representan una capacidad de potencia de descarga de 315 MW. Además, existen oportunidades emergentes para otros sistemas de baterías debido a su bajo costo potencial (flujo redox) y rendimiento mejorado (ion de litio, Li). En este capítulo se presentan algunos de los problemas generales que enfrenta la integración del almacenamiento de energía en la red y se evalúan algunas de las tecnologías clave de baterías para el almacenamiento de energía, se identifican sus desafíos y se ofrecen perspectivas sobre las direcciones futuras, con todo lo cual podrá decidirse qué tecnología es la mejor para almacenar la energía generada por el motor Stirling.

11.1 Perspectiva de la utilidad sobre el almacenamiento de energía

A menudo, se ha descrito a los SAE como el "Santo Grial" de la industria eléctrica. Esta expresión evoca el entusiasmo de las empresas de servicios públicos y otros interesados por lograr opciones de almacenamiento rentables, que podrían potencialmente curar muchos de los problemas enfrentados por la empresa de energía eléctrica. Sin embargo, la expresión "Santo Grial" también sugiere que la búsqueda de almacenamiento de energía será larga, difícil y peligrosa. Es poco probable que en el corto plazo se encuentre una sola tecnología que pueda almacenar de manera repetida y eficiente grandes cantidades de energía eléctrica a bajo costo. Por otro lado, un enfoque que se base en el uso de una combinación de tecnologías puede ser el medio más efectivo para introducir e integrar el almacenamiento de energía.

Los SAE tienen aplicaciones potenciales en toda la red, desde el almacenamiento masivo de energía hasta funciones de energía distribuida [51]. La disponibilidad de almacenamiento de energía ayudaría a eliminar la distinción entre la generación pico y la generación base, permitiendo que las cargas en cualquier momento sean atendidas por los recursos de energía más económicos.

Las soluciones de almacenamiento basadas en las tecnologías que existen hoy en día son tan costosas que históricamente ha sido mucho más rentable expandir la generación, así como la transmisión y distribución, para atender la carga pico y proporcionar un margen operativo suficiente para satisfacer las demandas de los consumidores en términos de confiabilidad. En aquellos casos en los que se utiliza almacenamiento, generalmente están involucradas las plantas hidroeléctricas de bombeo. Estas plantas están compuestas por materiales de bajo costo (tierra, hormigón y agua) que tienen una vida útil de más de 40 años, costos de mantenimiento mínimos y una eficiencia de ida y vuelta relativamente alta (entre el 65% y el 75%). Aunque existen limitaciones obvias debido a consideraciones geográficas, las plantas hidroeléctricas de bombeo seguirán siendo el referente para el almacenamiento a escala de la red en los próximos años.

Incluso en casos en los que la tecnología tiene un mérito sustancial, la ausencia de productos rentables con un historial de operación segura y confiable ha generado cautela en la industria sobre su uso. La [Tabla 19](#) enumera algunos de los niveles actuales de madurez para varias tecnologías de almacenamiento de energía, sus características operativas y estimaciones de costos. Si tienen éxito, los resultados de estos proyectos pueden aliviar las preocupaciones de la industria sobre aspectos como el rendimiento, la vida útil, la economía y los riesgos. Otro desarrollo prometedor es que la industria ha comenzado a trabajar para establecer estándares y objetivos.

Tecnología	Estado	Capacidad [MWh]	Potencia [MW]	Duración [h]	% Eficiencia (ciclos)	Costo total [US\$/kW]	Costo [US\$/kWh]
CAES	En desarrollo	250	50	5	(> 10.000)	1.950-2.150	390-430
Pb-ácido avanzadas	En desarrollo	3,2-48	1-12	3,2-4	75-90 (4.500)	2.000-4.600	625-1.150
Na/S	Comercial	7,2	1	7,2	75 (4.500)	3.200-4.000	445-555
Flujo Zn/Br	En desarrollo	5-50	1-10	5	60-65 (> 10.000)	1.670-2.015	340-1.350
V redox	En desarrollo	4-40	1-10	4	65-70 (> 10.000)	3.000-3.310	750-830
Flujo Fe/Cr	En desarrollo	4	1	4	75 (> 10.000)	1.200-1.600	300-400
Zn/aire	En desarrollo	5,4	1	5,4	75 (4.500)	1.750-1.900	325-350
Li-ion	Comercial	4-24	1-10	2-4	90-94 (4.500)	1.800-4.100	90-1.700

Tabla 18 - Almacenamiento de energía para el soporte de la red de transmisión y distribución eléctrica. Los sistemas de almacenamiento de energía a escala de megavatios y kilovatios mencionados aquí tienen un impacto potencial en varias áreas, incluido el soporte de la red en subestaciones de transmisión y distribución, la reducción de picos de demanda, la postergación de inversiones de capital, la confiabilidad y la regulación de frecuencia

11.2 Almacenamiento de Energía Electroquímica

Los enfoques de almacenamiento de energía electroquímica pueden distinguirse por los mecanismos utilizados para almacenar energía [51]. Las baterías, independientemente de su química, ya sea acuosa, no acuosa, basada en litio o sodio, almacenan energía dentro de la estructura del electrodo a través de reacciones de transferencia de carga. En comparación, las celdas de combustible, que no son recargables, almacenan energía en los reactivos que se suministran externamente a las celdas. Ambos difieren de las celdas de flujo redox, que almacenan energía en las especies redox que circulan continuamente a través de las celdas. Los supercondensadores ofrecen un mecanismo de almacenamiento de energía diferente, a través de un proceso capacitivo que surge de una doble capa electroquímica en la interfaz electrodo-electrolito. Cada mecanismo tiene diferentes estrategias que se pueden utilizar para mejorar las densidades de potencia y energía del enfoque de SAE.

Aunque no se discute aquí, el almacenamiento de energía capacitiva ofrece algunas oportunidades prometedoras para aplicaciones a escala de red (Figura 134). Los supercondensadores proporcionan una mayor potencia y una vida útil más larga que las baterías, y están recibiendo una atención renovada a medida que los investigadores intentan comprender mejor los procesos interfaciales fundamentales y mejorar la densidad de energía [51]. La tecnología es de interés

para aplicaciones de calidad de energía, como aliviar interrupciones a corto plazo de unos minutos hasta que un generador, una celda de combustible o una batería puedan entrar en servicio. Dado que los costos durante toda la vida útil de los supercondensadores pueden ser atractivos, existe la posibilidad de que esta tecnología se utilice en conjunto con baterías para proporcionar soluciones futuras de almacenamiento en la red.

Una batería está compuesta por varias celdas electroquímicas que se conectan en serie y/o en paralelo para proporcionar el voltaje y la capacidad requeridos, respectivamente. Cada celda está formada por un electrodo positivo y un electrodo negativo, donde tienen lugar las reacciones redox. Los electrodos están separados por un electrolito, generalmente una solución que contiene sales disociadas para permitir la transferencia de iones entre los dos electrodos. Una vez que estos electrodos están conectados externamente, las reacciones químicas proceden en tándem en ambos electrodos, liberando electrones y proporcionando la corriente que puede ser aprovechada por el usuario. Las propiedades de almacenamiento de energía para la mayoría de las baterías recargables comunes se muestran en la [Figura 132](#).

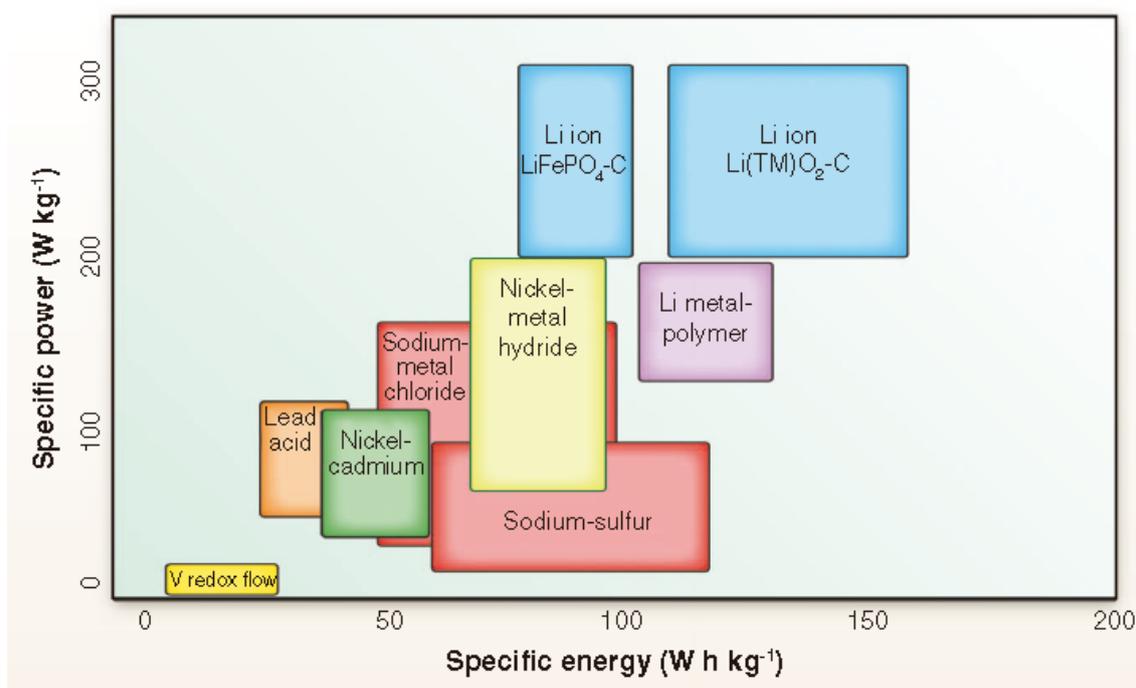


Figura 135 – Energía específica vs potencia específica para los distintos tipos de baterías

11.2.1 Baterías de ion de litio (Li-ion)

La tecnología de baterías de ion de litio (Li-ion) introducida comercialmente por Sony a principios de la década de 1990 se basa en el uso de compuestos de intercalación de litio. Los iones de litio migran a través del electrolito ubicado entre las dos estructuras anfitrionas, que sirven como los electrodos positivo y negativo. Las baterías de ion de litio superan, al menos por un factor de 2,5, a tecnologías competidoras [níquel (Ni) -hidruro metálico, Ni-cadmio (Cd) y plomo (Pb) -ácido]] en términos de energía entregada, al tiempo que proporcionan una alta potencia específica ([Figura 135](#)). El atractivo abrumador de la electroquímica

de litio radica en su bajo peso molecular; pequeño radio iónico, beneficioso para la difusión; y bajo potencial redox [$E^\circ(\text{Li} +/\text{Li}) = -3,04 \text{ V}$ versus el electrodo estándar de hidrógeno (SHE)] [51]. Este último permite voltajes de salida elevados y, por lo tanto, densidades de energía elevadas. Estas propiedades atractivas, junto con su larga vida útil y capacidad de velocidad, han permitido que la tecnología de ion de litio capture el mercado de dispositivos electrónicos portátiles y se abra paso en el campo de equipos de herramientas eléctricas. Las baterías de ion de litio también se consideran la batería preferida para alimentar la próxima generación de vehículos eléctricos híbridos (VEH) y vehículos híbridos enchufables (VHE), siempre que se logren mejoras en términos de rendimiento, costo y seguridad [51]. Debido a que la estabilidad a largo plazo, la alta densidad de energía, la seguridad y el bajo costo son comunes para el desarrollo de baterías tanto para automóviles como para aplicaciones en la red, debería existir una considerable sinergia entre las dos áreas, aunque habrá ciertas diferencias. Las métricas para aplicaciones de vehículos eléctricos requieren una reducción en el precio por kilovatio-hora en un factor de 2 y un duplicado de la densidad de energía actual. La realización de tales objetivos será beneficiosa para los sistemas de almacenamiento en la red, aunque probablemente con un énfasis más en el costo y menos en la densidad de energía. Otras diferencias entre las dos tecnologías incluyen la seguridad, que es más fácil de lograr en situaciones estacionarias que en móviles, mientras que la larga vida útil es un factor clave para las aplicaciones en la red. Las baterías de ion de litio para vehículos requieren versatilidad en sus capacidades de energía y potencia para satisfacer las necesidades de los diversos tipos de vehículos eléctricos y los requisitos de rendimiento asociados, mientras que las baterías de ion de litio para la red probablemente son modulares.

Se han realizado avances significativos en el campo de las baterías de ion de litio (LIB) al controlar el tamaño de las partículas, además de la composición, estructura y morfología, con el fin de diseñar electrodos y componentes de electrolito mejores. La disminución del tamaño de los materiales electroquímicamente activos a tamaños submicrométricos y más pequeños, combinada con enfoques de recubrimiento de carbono para lograr morfologías de núcleo-cáscara, ha llevado a nuevas direcciones en los materiales de electrodos. Mecanismos de reacción y sistemas de materiales que anteriormente se descartaban están siendo reconsiderados para la próxima generación de LIB. El paso de materiales a granel a partículas de tamaño nanométrico ha permitido (i) la capacidad de utilizar nuevos mecanismos de reacción de litio, en los que los electrodos de reacción de conversión muestran enormes ganancias de capacidad; (ii) el uso de electrodos negativos basados en reacciones de aleación, como las tecnologías basadas en estaño (Sn) que ya han llegado al mercado (como NEXELION), y las basadas en silicio (Si) que están surgiendo [51]; (iii) la identificación de compuestos polianiónicos o compuestos basados en flúor que son pobremente conductores pero muestran un excelente rendimiento electroquímico; y (iv) la transformación del electrodo de inserción de fosfato de hierro y litio (LiFePO_4), pobremente conductor, en quizás el material de electrodo más valorado para aplicaciones de vehículos eléctricos. Las LIB basadas en LiFePO_4 son extremadamente atractivas debido a la seguridad y al costo. La

primera se debe al hecho de que el voltaje de operación del sistema LiFePO_4 es compatible con la estabilidad termodinámica del electrolito, mientras que la última se basa en el uso de constituyentes abundantes y de bajo costo. Además de ser una LIB atractiva para el mercado de vehículos eléctricos, las baterías basadas en LiFePO_4 ya están siendo usadas en proyectos de demostración de almacenamiento de energía estacionaria [51].

A nivel de investigación, existe interés en sistemas de baterías de ion de litio recargables que tengan densidades de energía significativamente más altas. Aunque el sistema Li-O_2 ha estado disponible durante muchos años como una batería primaria, la perspectiva de desarrollarlo en una batería reversible (secundaria) se ha vuelto tentadora debido a un aumento proyectado de tres a cuatro veces en la densidad de energía gravimétrica en comparación con la tecnología actual de Li-ion. Sin embargo, la densidad de energía volumétrica puede no ser mucho mayor que la de las baterías de ion de litio.

11.2.2 Baterías de Sodio-Azufre y Sodio-Haluro Metálico

Las tecnologías de baterías basadas en sodio a alta temperatura se remontan a la década de 1960, cuando los investigadores de Ford descubrieron que un refractario cerámico común, la β -alúmina de sodio ($\text{NaAl}_{11}\text{O}_{17}$), exhibía una conductividad iónica extremadamente alta para los iones de sodio. A 300°C , la conductividad iónica para $\text{NaAl}_{11}\text{O}_{17}$ se aproxima a la del electrolito acuoso, H_2SO_4 , sugiriendo la posibilidad de utilizar $\text{NaAl}_{11}\text{O}_{17}$ como electrolito sólido en una celda electroquímica de alta temperatura. Aunque ya se conocían sólidos con alta conductividad iónica, ninguno tenía la combinación de estabilidad química y térmica y baja conductividad electrónica de la β -alúmina. El reconocimiento de que los materiales inorgánicos con altas concentraciones de vacantes podían exhibir "conducción iónica rápida" —muchas órdenes de magnitud mayor que los haluros alcalinos tradicionales— llevó al desarrollo del campo conocido como iónica de estado sólido.

Las dos baterías de sodio a alta temperatura, Na/S y cloruro de sodio-metal (Na/MeCl_2), se basan en el uso de β -alúmina como membrana conductora de Na^+ entre dos electrodos líquidos. Las baterías operan a temperaturas de 270 a 350°C para aprovechar la mayor conductividad de la β -alúmina a temperaturas elevadas y garantizar que los materiales de electrodos activos estén fundidos. Durante la descarga en la batería Na/S, el sodio se oxida en la interfaz del electrolito sólido, y el Na^+ resultante migra a través del electrolito para reaccionar con el azufre que se reduce en el electrodo positivo, formando Na_2S_5 . Inicialmente, se forma un líquido de dos fases porque el Na_2S_5 es inmiscible con el azufre a estas temperaturas. Más de la mitad de la descarga ocurre en la región de dos fases, donde el voltaje en circuito abierto es de $2,08\text{ V}$. Durante la carga, los polisulfuros de sodio se oxidan, y cuando el contenido de sodio cae por debajo de Na_2S_5 , la región de dos fases de Na_2S_5 y azufre reaparece. En este caso, la formación de azufre debe gestionarse adecuadamente, o de lo contrario, este puede depositarse en o cerca del electrolito, aumentando la resistencia de la celda y limitando la cantidad de carga.

A principios de su desarrollo en la década de 1980, la batería Na/MeCl₂ fue apodada la batería ZEBRA, en parte debido a sus orígenes científicos en Sudáfrica, aunque su acrónimo significa Actividades de Investigación de Baterías de Emisión Cero. El electrodo positivo en esta batería es una combinación semisólida de un metalcloruro electroquímicamente activo como NiCl₂ y un electrolito secundario fundido, NaAlCl₄, que conduce Na⁺. Durante la descarga, el sodio metálico se oxida en la interfaz del electrolito sólido. Los iones Na⁺ se transportan a través del electrolito de β-alúmina hacia el cátodo a través del NaAlCl₄ fundido. El cloruro de metal sólido se convierte en NaCl y el metal original (níquel en el caso de NiCl₂). El voltaje en circuito abierto es de 2,58 V. Durante la carga, el níquel se oxida y la capacidad de carga está determinada por la cantidad de NaCl disponible en el cátodo.

Desde el inicio, el desarrollo de ambos sistemas se orientó hacia el almacenamiento de energía estacionario y vehículos eléctricos. Como resultado, las tecnologías comparten varias características comunes (y desafíos), aunque los diseños específicos difieren en cierta medida. En ambos casos, se reconoce que los tubos cerámicos de β-alúmina son el elemento clave para determinar la operación y el costo de la batería. Se ha dedicado un considerable esfuerzo de desarrollo a establecer procesos de fabricación a gran escala para automatizar la fabricación de cerámicas de alta calidad con propiedades mecánicas y eléctricas apropiadas. La fractura de la cerámica es una preocupación vital porque conduce a fallas en la celda, mientras que un control deficiente de la microestructura cerámica resulta en reacciones interfaciales con los reactivos. La producción a gran escala de β-alúmina se ha establecido, pero los rendimientos de producción y los costos son preocupaciones importantes [51]. Otros componentes críticos de la batería son las juntas, que no solo deben ser herméticas en el rango de 300 a 350°C, sino también resistir el vapor y/o el contacto real con los materiales de electrodo fundidos altamente reactivos. Las actividades recientes en esta área han involucrado el desarrollo de materiales de sellado de vidrio-cerámica cuyo coeficiente de expansión térmica coincide con el de los componentes de α - y β-alúmina. También está el problema de identificar un material de bajo costo para contener el electrodo positivo fundido. El problema de corrosión es particularmente difícil para las baterías Na/S porque tanto el azufre como los polisulfuros son altamente corrosivos. La deposición de recubrimientos resistentes a la corrosión como carburos sobre sustratos económicos ha demostrado ser exitosa.

La tecnología de batería Na/S se ha comercializado en Japón desde 2002, donde se utiliza principalmente en aplicaciones de nivelación de carga y reducción de picos para servicios públicos. Entre las ventajas identificadas para el almacenamiento estacionario se encuentran su huella relativamente pequeña (resultado de una alta densidad de energía), alta eficiencia coulombica, flexibilidad de ciclado y bajos requisitos de mantenimiento. La producción de baterías de almacenamiento de energía de varios megawatts ha implicado un considerable esfuerzo en cuestiones interrelacionadas como la interconexión eléctrica, la confiabilidad de las celdas, la gestión térmica y la seguridad.

Para proporcionar voltajes, energía y potencia apropiados, las celdas se ensamblan en configuraciones serie-paralelo para formar módulos, y los propios módulos se conectan en disposiciones serie-paralelo para formar baterías. Este enfoque de interconexión está diseñado para minimizar el efecto de fallos individuales de celdas. Los módulos están aislados térmicamente y equipados con calentadores auxiliares para mantener una temperatura de operación mínima. La gestión térmica es especialmente desafiante. La temperatura interna de un módulo aumenta durante la descarga debido al efecto Joule y a las reacciones exotérmicas de las celdas, mientras que, durante la carga, hay un enfriamiento gradual en gran parte debido a la reacción endotérmica de las celdas.

Las baterías Na/MeCl₂ se desarrollaron casi exclusivamente para vehículos eléctricos. En el momento de su desarrollo, la tecnología parecía ofrecer ciertas ventajas sobre Na/S en términos de tolerancia a la sobrecarga y la sobredescarga, la capacidad de ensamblar celdas en estado descargado, un modo de fallo seguro de baja resistencia y soluciones potencialmente más sencillas para la corrosión y el sellado. Solo recientemente estas baterías se han dirigido a posibles aplicaciones en servicios públicos y en generación distribuida.

11.2.3 Baterías de Flujo Redox

Las baterías de flujo redox también tienen sus orígenes en la década de 1960, con el desarrollo de la batería de zinc/cloro (Zn/Cl) hidratado. En términos generales, una celda de flujo redox utiliza dos pares redox solubles en circulación como especies electroactivas que se oxidan y reducen para almacenar o suministrar energía [51]. En comparación, las baterías dependen de electrodos sólidos internos para almacenar energía.

El conjunto de la celda de flujo tiene una membrana selectiva de iones que separa las especies redox positivas y negativas, que se encuentran en tanques de almacenamiento separados. Durante la operación, los iones redox activos experimentan reacciones de oxidación o reducción cuando están en contacto o en proximidad cercana al colector de corriente; la membrana permite el transporte de iones no reactivos (como H⁺ y Na⁺) para mantener la electroneutralidad y el equilibrio del electrolito.

Desde la década de 1970 se han investigado numerosos tipos de sistemas de baterías de flujo redox. Una lista parcial incluye hierro/cromo, vanadio/bromo, bromo/polisulfuro, zinc-cerio, zinc/bromo (Zn/Br) y todo-vanadio. Los sistemas todo-vanadio (1,26 V) y Zn/Br (1,85 V) son los más avanzados y han alcanzado la etapa de demostración para el almacenamiento de energía estacionario. El interés en el sistema todo-vanadio se basa en tener un solo elemento catiónico, de modo que el paso de los iones de vanadio a través de la membrana durante ciclos prolongados sea menos perjudicial que con otras químicas.

Las baterías de flujo redox poseen varias ventajas. La simplicidad de las reacciones de electrodo contrasta con las de muchas baterías convencionales que involucran, por ejemplo, transformaciones de fase, degradación del electrolito o cambios en la morfología del electrodo. Quizás su característica más atractiva es que la potencia y la energía están desacopladas, una característica que muchas

otras aproximaciones de almacenamiento de energía electroquímica no tienen. Esto proporciona una considerable flexibilidad de diseño para aplicaciones de almacenamiento de energía estacionario. La capacidad puede aumentarse simplemente aumentando el tamaño de los depósitos que contienen los reactivos o aumentando la concentración del electrolito. Además, la potencia del sistema se puede ajustar ya sea (i) modificando el número de celdas en las pilas, (ii) utilizando electrodos bipolares, o (iii) conectando pilas en configuraciones ya sea en paralelo o en serie. Esto proporciona modularidad y operación flexible al sistema.

A pesar de las aparentes ventajas de las baterías de flujo redox, la aplicación de esta tecnología al almacenamiento de energía estacionario aún es incierta. Una razón principal es que los sistemas de flujo redox se han limitado a relativamente pocas pruebas de campo. En contraste, otras tecnologías de baterías se han beneficiado de una amplia experiencia en el desarrollo de productos para electrónicos portátiles y aplicaciones automotrices. Una desventaja relacionada de las baterías de flujo es la necesidad de bombas, sensores, depósitos y gestión del flujo. Desde un punto de vista técnico, existen problemas de confiabilidad asociados con la falta de membranas adecuadas para controlar los efectos a largo plazo del paso de iones. Diseñar mejores membranas es necesario, pero si dichas membranas pueden tener un costo bajo está lejos de estar claro. Otro problema importante con los sistemas de flujo redox es que los pares redox actualmente utilizados, incluso con solubilidad mejorada, están limitados a concentraciones de alrededor de 8 M. Esta característica es en gran medida responsable de que los sistemas de flujo redox no superen los 25 Whkg^{-1} . La identificación de pares redox de menor costo con alta solubilidad parece ser un desarrollo esencial para que esta tecnología tenga éxito.

Los investigadores reconocen que los enfoques de flujo redox representan posiblemente nuevas direcciones para aumentar la densidad de energía. La batería de litio semisólida demostrada por investigadores del Instituto de Tecnología de Massachusetts utiliza materiales de electrodo idénticos a los que se encuentran en la batería de ion de litio (por ejemplo, suspensiones de polvos de LiCoO_2 y de $\text{Li}_4\text{Ti}_5\text{O}_{12}$). La característica novedosa aquí es el uso de materiales redox-activos en suspensión para evitar el problema de la solubilidad relativamente baja de los pares redox de iones metálicos en solución acuosa. Las tintas fluidas estarán en el rango de 10 a 40 M, lo cual es al menos 5 veces mayor que los sistemas de flujo redox tradicionales. Combinar la mayor concentración de materiales con la viabilidad de lograr sistemas de trabajo de 4 V probablemente conducirá a una considerable mejora en la densidad de energía, quizás sin afectar sustancialmente la densidad de potencia. Ambos medios celdas y celdas completas se han demostrado, donde las tintas circulan por separado a cada lado de una membrana que regula el transporte de iones de litio entre los electrodos positivo y negativo.

Recientemente, Goodenough y sus colegas demostraron otro sistema de flujo basado en Li-ion. En este diseño, un cátodo acuoso que opera en modo de flujo estaba separado de un ánodo de litio metálico por un electrolito sólido conductor

de Li-ion y un electrolito líquido orgánico. Este sistema de flujo redox utilizó un cátodo acuoso que contenía 0.1 M de $K_3Fe(CN)_6$ y demostró un almacenamiento de energía altamente eficiente a 3,4 V. La estrategia de diseño presentada aquí ofrece algunos avances notables: (i) el transporte de iones Li^+ en solución se mejora en comparación con el de un cátodo de inserción sólida y (ii) la ausencia de cambios estructurales durante la carga/descarga es beneficiosa para el ciclado a largo plazo. Los primeros prototipos de laboratorio estaban limitados por la baja solubilidad del par redox de iones metálicos en el solvente acuoso y la baja movilidad de Li^+ en el electrolito sólido. Se espera que el rendimiento de la batería recargable de flujo de cátodo de iones alcalinos mejore sustancialmente mediante el uso de un mejor electrolito sólido y la posibilidad de usar tintas de cátodo. Pero quizás el punto más importante ilustrado en estos estudios es que los conceptos de flujo redox se adaptan a otras químicas y tienen un gran potencial para mejorar el rendimiento de las baterías, especialmente la densidad de energía.

11.3 Direcciones Futuras

Existen dos preguntas relacionadas que deben abordarse: ¿Cuáles son las expectativas para los SAE en el futuro y qué papel desempeñarán las baterías en este futuro? La primera parte se está volviendo más clara a medida que se hace cada vez más evidente el valor del almacenamiento de energía. Un reciente estudio del Electric Power Research Institute (EPRI) identificó varias oportunidades de alto valor para el almacenamiento de energía, que incluyen servicios energéticos al por mayor, integración de energías renovables, calidad y confiabilidad de energía para comercios e industrias, sistemas transportables para el soporte de la red de transmisión y distribución, y gestión de energía. Además, algunos de estos beneficios son complementarios, mejorando aún más la economía del almacenamiento de energía.

El éxito de estas aplicaciones de almacenamiento de energía para fines como los propuestos en este trabajo dependerá de cuán bien las tecnologías de almacenamiento puedan cumplir con las expectativas clave. Las más importantes de estas son el bajo costo de instalación, alta durabilidad y confiabilidad, larga vida útil y alta eficiencia de ida y vuelta. El costo de instalación incluye los costos de materiales, los costos de producción y los costos de instalación del sistema. En el futuro, las tecnologías de almacenamiento de energía preferidas estarán compuestas por materiales de bajo costo, fácilmente adquiribles, que se desarrollarán en productos a través de un proceso de fabricación relativamente simple e instalados con pocos requisitos especiales. Los costos de operación y mantenimiento también son importantes; estos costos a menudo están vinculados a la durabilidad y vida útil de la solución de almacenamiento de energía, cuyas vidas útiles se miden en décadas en la mayoría de los casos. Por último, se dará prioridad a sistemas eficientes en energía que no pierdan energía debido a la autodescarga o pérdidas parásitas. Con tantas consideraciones financieras potenciales, no sorprende que el costo se mencione como la razón por la cual el almacenamiento de energía no se utiliza ampliamente en la red.

Los sistemas de baterías revisados aquí satisfacen varios, pero no todos, los criterios de almacenamiento de energía mencionados anteriormente. Na/S es

comercialmente viable, y si esta tecnología emergente sigue patrones similares a otros, se espera que los costos disminuyan a medida que se adquiera más experiencia en producción y operación. La tecnología, que tiene más de 30 años, necesita integrar algunos de los avances científicos que han tenido lugar en el diseño de materiales, creando nuevas arquitecturas de electrodos e identificando nuevas químicas para proporcionar una operación segura. Reducir la temperatura de operación de Na/S es un tema que afectará a la tecnología. Además, estos avances beneficiarán a la tecnología de Na-ion, que está generando interés debido a su promesa como un enfoque de bajo costo para aplicaciones de almacenamiento en la red. Las baterías de flujo redox poseen varios atributos prometedores para el almacenamiento de energía, siendo el bajo costo uno de los impulsores importantes de esta tecnología. Varios proyectos de demostración, que van desde 5 hasta 50 *MWh* y que utilizan diversas químicas, están en marcha. Los resultados de estos proyectos en los próximos 2 a 4 años tendrán una influencia sustancial en el futuro de esta tecnología. Los recientes desarrollos relacionados con las baterías de flujo de Li-redox y las de flujo de redox de álcali representan grandes oportunidades que aprovechan el conocimiento existente de las baterías de Li-ion con las ventajas de los sistemas de flujo redox.

Se espera que los sistemas de almacenamiento de energía basados en baterías de Li-ion sigan un camino diferente al de las baterías Na/S o de flujo redox. El desarrollo de baterías de Li-ion para electrónica comercial y aplicaciones automotrices permitió que esta tecnología abordara la confiabilidad, vida útil, seguridad y otros factores igualmente importantes para el almacenamiento de energía estacionario. El entorno de investigación para el desarrollo de nuevos materiales de bajo costo está bien establecido, y los esfuerzos recientes dirigidos a procesamientos a baja temperatura y electrodos orgánicos renovables proporcionan la base para futuros avances en el campo. Sin embargo, es la producción a gran escala anticipada para el mercado de vehículos eléctricos la que puede llevar a mejoras en los procesos de fabricación y proporcionar una economía de escala que reducirá los costos y hará que esta tecnología de baterías sea viable para el almacenamiento de energía estacionario. Otro escenario interesante es la perspectiva de recuperar baterías de Li-ion utilizadas en la industria automotriz y darles una “segunda vida” en aplicaciones de almacenamiento de energía a gran escala.

11.4 Matriz de decisión

En esta sección se realizará una matriz de decisión de las distintas tecnologías evaluadas en este capítulo, para determinar cuál es la que mejor se adapta al proyecto que se está tratando. Para ello se elaboró la [Tabla 20](#):

Criterio	Ion-Li	Ni- Metal	Plomo-ácido	Ni-Ca	Redox
Capacidad de almacenamiento	5	4	3	3	4
Ciclos de vida útil	4	3	2	3	5
Eficiencia de carga/descarga	5	4	3	4	3
Costo	3	3	4	2	2
Disponibilidad de materiales locales	5	3	2	2	3
Adaptabilidad al clima regional	4	3	2	3	4
TOTAL	26	20	16	17	21

Tabla 19 – Matriz de decisión de baterías para almacenamiento de energía

En este caso, la mejor performance global para la aplicación buscada en este trabajo la ofrecen las baterías de Ion-Li.

12. MODELO PROPUESTO

*Every conclusion is but the herald of a new beginning; the journey of understanding is perpetual.*³⁶

George Bernard Shaw

Luego de haber presentado todos los argumentos en los capítulos anteriores, se llega al siguiente sistema para las condiciones indicadas en el [Capítulo 1](#) teniendo en cuenta todos los parámetros técnicos necesarios:

Concentrador	
Área de apertura	91.01 m ²
Distancia focal	7,45 m
Ángulo de borde	28,10°
Eficiencia de absorción	90,00%
Eficiencia óptica	94,50%
Material	Aluminio
Seguimiento	Doble eje azimutal-elevación
Motor Stirling	
Configuración del motor	Beta
Fluido de trabajo	Helio
Presión del fluido de trabajo (máx.)	20 MPa
Torque	955 Nm
Temperatura de operación	720 °C
Potencia de salida	15 kW (nominal)
Eficiencia mecánica	97,07%
Eficiencia térmica	55,89%
Unidad de conversión de energía	
Generador	Asíncrono de imán permanente
Tensión	380 V
Frecuencia	50 Hz
Polos del generador	2
Velocidad de rotación	3.000 rpm
Potencia nominal bruta	14 kW con una irradiación de 1000 W/m ²
Insolación solar mínima	250-300 W/m ²
Eficiencia del alternador	95,01%
Banco de baterías	
Tipo	Ion-Li
Cantidad de baterías del banco	12
Características de las baterías	51,2 V, 500 Ah
Cantidad de baterías	12
Capacidad total	277,78 kWh
Potencia pico	1 MW
Eficiencia	75%

Tabla 20 - Características del Sistema motor-Generador-Plato-Batería para la aplicación objetivo

³⁶ “Cada conclusión no es más que el heraldo de un nuevo comienzo; el viaje del entendimiento es perpetuo.”

La potencia de entrada al sistema Stirling se calcula con la Ecuación (148), donde $A_{Con.}$ es el área de apertura proporcionada en la [Tabla 17](#) e $I_{mín.}$ es la insolación solar mínima proporcionada en la [Tabla 16](#).

$$P_{in} = A_{Con.} \cdot I \quad (148)$$

$$I_{mín.} \leq I \quad (149)$$

Para determinar la eficiencia del sistema, se puede observar que la potencia nominal bruta es de 25 kWh con una irradiación solar de 1000 W/m^2 . Esto permite calcular la eficiencia del motor Stirling con los siguientes cálculos:

$$P_{in} = 1.000 \cdot 91,01 = 91,01 \text{ kW} \quad (150)$$

$$P_{out} = 25,00 \text{ kW} \quad (151)$$

$$\eta_{Glo.} = \frac{25,00}{91,01} = 0,27 = 27,47 \quad (152)$$

12. Análisis de costos

12.1 Desglose general de costos

12.1.1 Plato parabólico

El costo del plato parabólico puede variar significativamente dependiendo del tamaño, material y proveedor. Para un sistema de 15 kW, el plato parabólico tendría que ser bastante grande y costoso. Podría oscilar entre varios miles hasta decenas de miles de dólares.

Basado en el área de apertura de 91.01 m² y construido en aluminio, el costo podría estar en el rango de US\$ 10.000 a US\$ 40,000.

12.1.2 Motor Stirling

Los motores Stirling comerciales varían en precio dependiendo de su tamaño y eficiencia. Para un sistema de 15 kW, el costo del motor Stirling puede ser considerable, probablemente en el rango de varios miles de dólares.

Considerando la potencia de salida de 15 kW, el costo del motor podría oscilar entre US\$ 7.000 y US\$ 25.000.

12.1.3 Generador

El generador necesario para convertir la energía mecánica del motor Stirling en energía eléctrica también tendrá un costo. El precio dependerá de la capacidad y la eficiencia del generador, pero podría ser de varios miles de dólares.

El costo de un generador asíncrono de esta capacidad podría estar entre US\$ 3.000 y US\$ 8.000.

12.1.4 Fundaciones y estructuras de soporte

Se requerirán fundaciones sólidas y estructuras de soporte para sostener tanto el plato parabólico como el motor Stirling. El costo de estas fundaciones y estructuras variará dependiendo de la ubicación del proyecto y los requisitos específicos del sitio.

Basado en el tamaño del plato parabólico y los requisitos de ingeniería, el costo podría ser de US\$ 15.000 a US\$ 40.000.

12.1.5 Banco de baterías de 12 baterías de li-ion de 51,2 V, 500 Ah

El costo de las baterías de iones de litio puede variar ampliamente, pero para un banco de baterías de este tamaño y capacidad, podría estar en el rango de US\$ 10.000 a US\$ 30.000.

12.1.6 Instalación y mano de obra

La instalación de un sistema de este tipo requerirá mano de obra calificada y especializada. El costo de la instalación puede variar dependiendo de la complejidad del proyecto y el tiempo requerido.

Dado el tamaño y la complejidad del proyecto, la instalación y la mano de obra podrían costar entre US\$ 10.000 y US\$ 30.000.

12.1.7 Mantenimiento y operación

Además de los costos iniciales, es importante considerar los costos de mantenimiento y operación a lo largo de la vida útil del sistema. Esto incluirá reparaciones, reemplazo de piezas, y los costos de operación como el combustible o la energía necesaria para mantener el sistema en funcionamiento.

Los costos de mantenimiento y operación seguirán siendo aproximadamente del 1% al 5% del costo total del proyecto por año.

12.2 Costo por kWh

12.2.1 Sistema Stirling

Para calcular el costo aproximado por kWh, primero necesitamos sumar los costos promedio de todos los componentes y luego calcular el costo total de la instalación. Luego, podemos dividir este costo total por la cantidad total de energía generada en un período de tiempo específico para obtener el costo por kWh, considerando el periodo completo de 24 horas y la capacidad de las baterías para cubrir la demanda cuando el motor no está funcionando.

Para calcular el costo final por kWh utilizando el motor Stirling, es necesario determinar el costo total del proyecto, incluyendo el motor Stirling y sus componentes asociados, y luego dividir este costo total por la cantidad total de energía generada durante la vida útil del proyecto.

Para calcular el costo por kWh, primero es necesario determinar la cantidad total de energía generada y distribuida durante la vida útil del proyecto, y luego dividir el costo total por esta cantidad de energía.

Suponiendo que el proyecto tiene una vida útil de 20 años y que durante este período se distribuyen 360 kWh por día. Multiplicando esto por 365 días al año, se obtiene la cantidad total de energía generada y distribuida durante 20 años:

$$360 \text{ kWh/día} * 365 \text{ días/año} * 20 \text{ años} = 2.628.000 \text{ kWh}$$

Se supone un costo total promedio del proyecto utilizando el motor Stirling, incluyendo todos los componentes necesarios y los costos de instalación, es de \$150.000.

Además, puede suponerse que el motor Stirling tiene una vida útil de 20 años.

Utilizando la misma cantidad total de energía generada durante la vida útil del proyecto (2.628,000 kWh), puede calcularse el costo final por kWh:

$$\begin{aligned} & \text{Costo total del proyecto} / \\ & \text{Total de kWh generados durante la vida útil del proyecto} = \$150,000 / \\ & 2,628,000 \text{ kWh} \approx \text{US\$ } 0.057 \text{ por kWh} \end{aligned}$$

Por lo tanto, el costo final por kWh utilizando el motor Stirling sería aproximadamente US\$ 0,057/kWh.

12.2.2 Transmisión tradicional

Ahora, si se compara con llevar el tendido de la red eléctrica hasta las poblaciones aisladas se obtienen los siguientes valores:

Considerando una distancia de 200 km desde el punto con red eléctrica en promedio, y un voltaje de transmisión de 13,2 kV, una estimación aproximada basada en datos generales puede ser la siguiente:

El costo promedio por kilómetro de línea de transmisión aérea de 13,2 kV puede oscilar entre US\$ 15.000 y US\$ 40.000 por kilómetro.

Dado que la distancia que estamos considerando es de 200 km (o 200,000 metros), el costo total promedio podría ser de:

$$US\$ \frac{15,000}{km} * 200 km = US\$ 3,000,000$$

$$US\$ \frac{40,000}{km} * 200 km = US\$ 8,000,000$$

Por lo tanto, el costo total estimado para llevar la energía eléctrica desde otro punto hasta un punto de consumo distante 200 km podría estar en el rango de US\$ 3.000.000 a US\$ 8.000.000.

Para calcular el costo por kWh, primero debe determinarse la cantidad total de energía generada y distribuida durante la vida útil del proyecto, y luego dividir el costo total por esta cantidad de energía.

Suponiendo que el proyecto tiene una vida útil de 20 años y que durante este período se distribuyen 360 kWh por día (como se calculó anteriormente). Multiplicando esto por 365 días al año, obtenemos la cantidad total de energía generada y distribuida durante 20 años.

$$360 kWh/día * 365 días/año * 20 años = 2.628.000 kWh$$

Ahora, se divide el costo total del proyecto (\$5,000,000) por la cantidad total de energía generada y distribuida durante 20 años (2.628.000 kWh):

$$\begin{aligned} & \text{Costo total del proyecto} \\ & \text{/Total de kWh generados durante la vida útil del proyecto} \\ & = US\$ 5.000,000 / 2.628.000 kWh \approx US\$ 1,90 \text{ por kWh} \end{aligned}$$

Por lo tanto, el costo por kWh sería aproximadamente US\$ 1,90/kWh.

Es importante tener en cuenta que este cálculo asume que la distribución de energía es constante durante toda la vida útil del proyecto y no tiene en cuenta los costos operativos y de mantenimiento adicionales que podrían surgir durante este período.

12. CONCLUSIONES FINALES

*The best way to predict future is to invent it.*³⁷

Alan Kay.

12.1 Impacto social

Es muy complejo intentar explicar desde lo técnico, cuáles son las verdaderas razones para llevar adelante un cambio de fondo en los hábitos de la gente, de acuerdo con que han mostrado las experiencias de transferencia de equipos solares térmicos y sistemas fotovoltaicos. Por esto, la cuestión de la transferencia de tecnología se presenta como una problemática que requiere de la valuación de las acciones ya realizadas, de estudio y análisis si se pretende el uso continuo de los dispositivos y más aún si se plantea, en algún caso, una cierta difusión. De manera paralela, las acciones a emprender debieran considerar la sostenibilidad³ en el uso de los sistemas que usan energía solar mediante un abordaje sistemático que tenga en cuenta las necesidades de cada una de las comunidades en las que se ha realizado la aplicación con la mirada puesta en el impacto social que producen. Implementar la transferencia de sistemas solares térmicos en poblaciones rurales aisladas es complejo y aparecen distintas dimensiones, aun cuando se consideren superados obstáculos asociados sólo con la tecnología, es decir considerando que la tecnología es confiable y segura. Dado que existen experiencias exitosas aisladas y se han detectado qué condiciones previas deben darse para favorecer una transferencia con impacto, las propuestas para superar debilidades y amenazas nos llevan a formas de interacción más complejas y específicas. Por ejemplo, pensar en mejorar la transferencia de cocinas solares requiere pensar en los actores de esta: los técnicos, los investigadores, el usuario final. Esto lleva a considerar los espacios en los que los mismos desarrollan su actividad y los modos o maneras en que se relacionan. Esos vínculos debieran atenderse considerando las características de cada una de las instituciones y de los grupos que intervienen. Otro aspecto es que un paquete se constituirá siempre como una exigencia económica al usuario, a menos que el cliente sea una dependencia del estado.

En general se observa que la diversificación tecnológica es la mejor respuesta para enfrentar los diferentes estratos de gastos y capacidades de pago. Pero esta diversificación implica una organización de mayor complejidad. Profundizar un sistema de redes que vincule los ámbitos Energéticos, de la Salud Pública, de lo Ambiental, de los aspectos Económicos y los Político- Sociales, que lleve adelante las propuestas concretas de superación de debilidades y amenazas contribuiría a mejorar la transferencia. Las acciones por emprender debieran tener esta meta como objetivo general para que se den las condiciones de un abordaje sistemático con posibilidad de impacto. Esto no se contrapone con la realización de aplicaciones que permitan experimentar nuevos diseños o mejorar los equipos existentes. Además, la presencia de comunidades aisladas y con buenos índices de radiación solar resultará siempre una excelente oportunidad para la transferencia. Entonces, al momento de evaluar los requerimientos,

³⁷ "La mejor forma de predecir el futuro es inventarlo."

podría definirse en conjunto con las comunidades el “paquete energético” a instalar, y este debe ser el primer paso que dar. Otra posibilidad sería mantener el esquema de acciones y a partir del seguimiento del uso de los dispositivos (etapa final del esquema) realizar las adaptaciones necesarias. Finalmente, se puede decir que no hubo soluciones equivocadas, pero si se reconoce que fueron diseñadas unilateralmente o sin considerar el entorno, o atraídas solamente por el dinero, sin involucrar al usuario en el problema, deberá admitirse que “el problema” fue planteado de forma equivocada, o bien con una visión parcial de la realidad, definido primariamente en un escritorio, o bien deberá inferirse que no estamos todavía preparados como sociedad, para abordar la energización sustentable con alternativas.

12.2 Conclusiones técnicas

En este trabajo, se desarrolló un modelo dinámico de un motor Stirling de tipo B a pequeña escala alimentado por energía solar para la conversión de energía térmica a eléctrica. Este modelo incluye simulaciones del flujo de radiación concentrada, el receptor térmico, el motor Stirling y los submodelos del generador eléctrico. Se presentan los resultados de las simulaciones tanto para regímenes transitorios como estacionarios, y se muestran los valores promediados por ciclo más relevantes. El modelo también se utiliza para encontrar el factor de concentración que maximiza la eficiencia global, lo cual, junto con el análisis de la distribución óptima del flujo de radiación solar concentrada en el receptor térmico, se utiliza para seleccionar una configuración de referencia del sistema.

El modelo del motor Stirling incluye las imperfecciones en la transferencia de calor y los procesos no isotérmicos en las cámaras de expansión y compresión, asumiendo una presión de gas igual en todo el motor. El regenerador se modela como un intercambiador de calor de flujo contrario. Se propone un modelo mejorado del motor Stirling al considerar la variación de la masa de gas en el regenerador basada en la presión del motor, el volumen del regenerador (constante) y la temperatura media del gas. El modelado de la temperatura condicional en la entrada y salida del regenerador también se mejora para tener en cuenta esa variación de masa. Los resultados muestran que la inversión de la dirección del flujo de masa en las cámaras de expansión y compresión ocurre ligeramente en diferentes momentos del ciclo.

Los resultados muestran que el motor Stirling presenta variación en la velocidad de rotación, pero esto se debe a la naturaleza recíproca de este motor, lo que también afecta la salida de corriente eléctrica. La variación de la velocidad de rotación se puede reducir aumentando el momento de inercia del volante, pero también aumentará el tiempo necesario para alcanzar el régimen estacionario. Un método para reducir este efecto en la salida de corriente eléctrica es incluir un circuito de rectificación e inversión de corriente eléctrica.

El motor Stirling presenta una alta densidad de potencia. Se demuestra que, partiendo de una configuración de referencia y utilizando un factor de concentración de $C = 250$, es posible obtener una potencia eléctrica de $103,8 W$, lo que corresponde a una densidad de potencia de $0,918 MW/m^3$ y una eficiencia

global del 10.41%. El modelo propuesto puede ajustarse fácilmente para otras dimensiones y condiciones de operación del motor Stirling con una mayor potencia de salida. También se demostró que es posible lograr eficiencias más altas mejorando algunos aspectos relacionados principalmente con el receptor térmico y el motor, especialmente mediante la inclusión de una cavidad que rodea el receptor térmico.

El análisis de costos en el Capítulo 12 revela que el sistema Stirling presenta una ventaja económica significativa sobre los sistemas de transmisión eléctrica tradicionales. A pesar de un costo inicial de aproximadamente US\$ 150.000, el costo por kilovatio-hora (kWh) del sistema Stirling es de solo US\$ 0,057. En contraste, el sistema tradicional puede costar entre US\$ 3.000.000 y US\$ 8.000.000, con un costo por kWh que puede ser considerablemente más alto, especialmente en áreas remotas donde las tarifas eléctricas suelen ser más altas.

Además, el sistema Stirling aprovecha la energía solar, un recurso abundante en Argentina, lo que reduce la dependencia de los combustibles fósiles y las emisiones de gases de efecto invernadero. Esto representa un beneficio ambiental significativo.

Finalmente, el sistema Stirling proporciona una solución de electrificación rural más autónoma y confiable que el sistema tradicional, que requiere una infraestructura compleja y es vulnerable a interrupciones. Por lo tanto, el sistema Stirling no solo es más rentable, sino también más sostenible y resiliente. Estos factores, en conjunto, hacen que el sistema Stirling sea una opción preferible para la electrificación rural en Argentina.

13. BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS

*A book is proof that humans are capable of working magic.*³⁸

Carl Sagan

13.1 Bibliografía

- [1] Agüero Zamora, V. R. (2006). *Diseño y construcción de un motor Stirling para la generación de energía eléctrica* [Tesis de grado, Universidad Nacional de Ingeniería]. <https://repositorioslatinoamericanos.uchile.cl/handle/2250/2342579>.
- [2] Ahmadi, M. H., Ahmadi, M. A., Pourfayaz, F., Bidi, M., Hosseinzade, H., Feidt M. (2016). *Optimization of powered Stirling heat engine with finite speed thermodynamics*. *Energy Convers Manage*, 108, pp. 96–105. DOI: 10.1016/j.enconman.2015.11.005.
- [3] Anderson, E. E. (1982). *Fundamentals of Solar Energy Conversion*. Reading: Addison-Wesley.
- [4] Aragón-González, G., Cano-Blanco, M., Canales-Palma, A., León-Galicia, A. (2011). *Developing and testing low-cost LTD Stirling engines*. *Revista Mexicana de Física*, 59 (1), pp. 196–200. <https://www.researchgate.net/publication/297562650>.
- [5] American Society of Plumbing Engineers (1980). *Solar Energy System Design*. Chicago: American Society of Plumbing Engineers.
- [6] Araoz, J. A., Salomon, M., Alejo, L., Fransson, T. H. (2014). *Non-ideal Stirling engine thermodynamic model suitable for the integration into overall energy systems*. *Applied Thermal Engineering*, 73, pp. 203–219. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2014.07.050.
- [7] Ataer, Ö. E. (1991). *An approach to the analysis of regenerators of Stirling-cycle machines*. *Rev. Int. Froid*, 15 (5), pp. 263–269.
- [8] Babaelahi, M., Sayyaadi, H. (2014). *Simple-II: a new numerical thermal model for predicting thermal performance of Stirling engines*. *Energy*, 69, pp. 873–90. DOI: 10.1016/j.energy.2014.03.084.
- [9] Babaelahi, M., Sayyaadi, H. (2015). *A new thermal model based on polytropic numerical simulation of Stirling engines*. *Applied Energy*, 141, pp. 143–159.
- [10] Babaelahi, M., Sayyaadi, H. (2015). *Modified PSVL: a second order model for thermal simulation of Stirling engines based on convective-polytropic heat transfer of working spaces*. *Appl. Therm. Eng.*, 85, pp. 340–55. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.03.018.
- [11] Babaelahi, M., Sayyaadi, H. (2016). *Analytical closed-form model for predicting the power and efficiency of Stirling engines based on a*

³⁸ “Un libro es la prueba de que los humanos son capaces de hacer magia.”

comprehensive numerical model and the genetic programming. Energy, 98, pp. 324–339, DOI: 10.1016/j.energy.2016.01.031.

[12] Badea, N. (Ed.) (2015). *Design for Micro-Combined Cooling, Heating and Power Systems. Stirling Engines and Renewable Power Systems*. London: Springer.

[13] Baghel, A., Yadav, R., Rajput, M., Agrawal, M. (2018). *Comparative Study of Stirling Engine*. International Journal of Technical Research and Applications, 6 (2), pp. 72-75. e-ISSN: 2320-8163.

[14] Balcombe, P., Rigby, D., Azapagic, A. (2015). *Environmental impacts of microgeneration: integrating solar PV, Stirling engine CHP and battery storage*. Appl. Energy, 139, pp. 245–59, DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.11.034.

[15] Bartela, Ł., Kotowicz, J., Remiorz, L., Skorek- Osikowska, A., Dubiel, K. (2017). *Assessment of the economic appropriateness of the use of Stirling engine as additional part of a cogeneration system based on biomass gasification*. Renewable Energy, pp. 1-69. DOI: 10.1016/j.renene.2017.05.028.

[16] Barreno, I., Costa, S.C., Cordon, M., Tutar, M., Urrutibeascoa, I., Gomez, X., et al. (2015). *Numerical correlation for the pressure drop in Stirling engine heat exchangers*. Int. J. Therm. Sci., 97, 68–81. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2015.06.014.

[17] Bejan, A. (1996). *Entropy generation minimization: the new thermodynamics of finitesize devices and finite-time processes*. J. Appl. Phys., 79, p. 1191, DOI: 10.1063/1.362674.

[18] Bellos, E., Korres, D., Tzivanidis, C., Antonopoulos, K.A. (2016). *Design, simulation, and optimization of a compound parabolic collector*. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 16, pp. 53–63. DOI: 10.1016/j.seta.2016.04.005.

[19] Benson, A. K. (Ed.) (2010). *Great lives from history. Inventors and inventions*. Pasadena: Salem Press.

[20] Berchowstz, D. M., Urieli, I., Raifis, C. J. (1980). *A numerical model for Stirling cycle machines*. Journal of Engineering for Power, 102, pp. 756-761.

[21] Biloni, J., Cobas Andrinolo, M. B., Carrizo, S., Codeseira, L., Fiora, J., Gastiarena, M., Iannelli, L., Jacinto, G., Prieto, R., Gil, S. (2016). *Sostenibilidad y eficiencia en el suministro de servicios energéticos a poblaciones dispersas y de bajos recursos*. Energías Renovables y Medio Ambiente, 38, pp. 15 – 23.

[22] Blanco Díez, J. y García Bielsa, J. I. (2012). *Guía básica de microcogeneración*. Madrid: Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid.

[23] Braun, J. E., Mitchell, J. C. (1983). *Solar Geometry for Fixed and Tracking Surfaces*. Solar Energy, 31, pp. 439-444.

- [24] Bravo, Y., Carvalho, M., Serra, L.M., Monné, C., Alonso, S., Moreno, F., Muñoz, M. (2012). *Environmental evaluation of dish-Stirling technology for power generation*. Solar Energy, 86, pp. 2811–2825. DOI: 10.1016/j.solener.2012.06.019.
- [25] Breeze, P. et al. (2009). *Renewable Energy Focus Handbook*. San Diego: Elsevier.
- [26] Breeze, P. (2016). *Solar power generation*. Amsterdam: Elsevier.
- [27] Breeze, P. (2019). *Power generation technologies*. Cambridge: Newnes.
- [28] Brown, M., Casten, T. R. (2004). *Guide to Decentralized Energy Technologies: Decentralized Energy reduces the risk of transmission failure and of catastrophic blackouts*. Cogeneration & Distributed Generation Journal, 19 (2), pp. 6-45. DOI:10.1080/15453660409509037.
- [29] Cabello, G. (2014). *Análisis de la matriz energética argentina* [Tesis de grado, Universidad de San Andrés]. <https://repositorio.udesa.edu.ar/jspui/handle/10908/2684>.
- [30] Cadena, C. (2006). *¿Electrificación o energización? Mediante energías alternativas en zonas rurales*. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, 10 (4), pp. 83-90. ISSN 0329-5184.
- [31] Chassériaux, J. M. (1984). *Conversion thermique du rayonnement solaire*. Paris: Dunod.
- [32] Chaves, J. (2016). *Introduction to Nonimaging Optics*. Boca Raton: CRC Press.
- [33] Chen, C., Ho, C., Yau, H. (2012). *Performance Analysis and Optimization of a Solar Powered Stirling Engine with Heat Transfer Considerations*. Energies, 5, pp. 3573-3585. DOI:10.3390/en5093573.
- [34] Chen, H., Czerniak, S., De La Cruz, E., Frankian, W., Jackson, G. L., Shiferaw, A. T., Stewart, E. R. (2014). *Design of a Stirling Engine for Electricity Generation* [Tesis de grado, Worcester Polytechnic Institute]. <https://digitalcommons.wpi.edu/mqp-all/1908>.
- [35] Chen, W. L., Wong, K. L., Chang, Y. F. (2015). *A numerical study on the effects of moving regenerator to the performance of a beta-type Stirling engine*. Int. J. Heat Mass Transfer, 83, pp. 499–508, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.12.035.
- [36] Cheng, C. H., Yang, H. S (2012). *Optimization of geometrical parameters for Stirling engines based on theoretical analysis*. Appl. Energy, 92, pp. 395–405. DOI: 10.1016/j.apenergy.2011.11.046.
- [37] Cheng, C. H., Yu, Y.J. (2011). *Dynamic simulation of a beta-type Stirling engine with camdrive mechanism via the combination of the thermodynamic and dynamic models*. Renew Energy, 36, pp. 714–725, DOI: 10.1016/j.renene.2010.07.023.

- [38] Cheng, C. H., Yu, Y.J. (2010). *Numerical model for predicting thermodynamic cycle and thermal efficiency of a beta-type Stirling engine with rhombic-drive mechanism*. *Renew Energy*, 35, 2590–2601, DOI: 10.1016/j.renene.2010.04.002.
- [39] Costea, M., Petrescu, S., Harman, C. (1999). *Effect of irreversibilities on solar Stirling engine cycle performance*. *Energy Convers Manage*, 40, 1723–1731. DOI: 10.1016/S0196-8904(99)00065-5.
- [40] Coulson, K. L. (1975). *Solar and terrestrial radiation*. New York: Academic.
- [41] Costa, S. C., Tutar, M., Barreno, I., Esnaola, J.A., Barrutia, H., García, D., et al. (2014). *Experimental and numerical flow investigation of Stirling engine regenerator*. *Energy*, 72, pp. 800–812. DOI: 10.1016/j.energy.2014.06.002.
- [42] Creswick, F. A. (1965). *Thermal design of Stirling cycle machines*. Paper 949C, SAE International Automotive Engineering Congress, Detroit, Michigan, USA.
- [43] Curzon, F.L. (1975). *Efficiency of a Carnot engine at maximum power output*. *Am. J. Phys.*, 43, p. 22., DOI: 10.1119/1.10023.
- [44] Davenport, J. Wayth, N. (Ed.) (2023). *Statistical Review of World Energy*. London: The Energy Institute.
- [45] De Boer, P. C. T. (2009). *Optimal regenerator performance in Stirling engines*. *International Journal of Energy Research*, 33, pp. 813–832. DOI: 10.1002/er.1516.
- [46] De Monte, F. (1997). *Journal Of Propulsion and Power*, 13 (3), pp. 404-411, DOI: 10.2514/2.5178.
- [47] Deutsche Gesellschaft für Sonnenenergie (2010). *Planning & Installing Solar Thermal Systems*. Berlin: Earthscan.
- [48] Devin, M. B., Étiévant, C. (1975). *Conversion thermique de l'énergie solaire*. Paris: Société Des Électriciens, Des Électroniciens Et des Radioélectriciens.
- [49] Der Minassians, A., Sanders, S. R. (2011). *Stirling Engines for Distributed Low-Cost Solar-Thermal-Electric Power Generation*. *Journal of Solar Energy Engineering*, 1.
- [50] Duffie, J. A., Beckman, W. A. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes*. Hoboken: John Wiley & Sons.
- [51] Dunn, B., Kamath, H., Tarascon, J. (2019). *Electrical energy storage for the grid: a battery of choices*. *Science*, 334, pp. 928-935. DOI: 10.1126/science.1212741.
- [52] El Hassani, H., Boutammachte, N., Hannaoui, M. (2014). *Study of Some Power Influencing Parameters of a Solar Low Temperature Stirling Engine*. *European Journal of Sustainable Development*, 3 (2), pp. 109-118. DOI: 10.14207/ejsd.2014.v3n2p109.

- [53] Enteria, N., Akbarzadeh, A. (2014). *Solar energy sciences and engineering applications*. London: CRC Press.
- [54] Faires, V. M. (1999). *Diseño de elementos de máquinas*. Buenos Aires: Limusa.
- [55] Finkelstein, T. (1969). *Generalized thermodynamic analysis of Stirling engines*. SAE Paper No. 118B.
- [56] Finkelstein, T. (1967). *Thermodynamic Analysis of Stirling Engines*. J. Spacecraft, 4 (9), pp. (1184-1189), DOI: 10.2514/3.29049.
- [57] Finkelstein, T., (1969). *Specific performance of Stirling engines*. Proc. 3rd Conference on Performance of High Temperature Systems (De. G. S. Bahn) II, Pasadena, California.
- [58] Finkelstein, T. (1995). *Gas particle trajectories in Stirling cycle machines*. Proceedings of the 7th International Conference on Stirling Cycle Machines, Tokyo, Japan, ICSC-95008, pp. 71-76.
- [59] Flynn, G. Jr., Percival, W. H., Heffner, F. E. (1960). *GMR Stirling thermal engine*. SAE Transactions, 68, pp. 665-684.
- [60] Fornillo, B. (2014). *Transición energética en la Argentina y el Brasil: matriz básica y fuentes renovables*. Realidad Económica, 287, pp. 141-165. https://ri.conicet.gov.ar/bitstream/handle/11336/37375/CONICET_Digital_Nr_o.ffc3a1b5-95bf-4e13-92c1-58eb5aefc606_A.pdf?sequence=2&isAllowed=y.
- [61] Foster, R, Ghassemi, M., Cota, A. (2010). *Solar energy. Renewable energy and the environment*. Boca Raton: CRC Press.
- [62] García, D., González, M. A., Prieto, J. I., Herrero, S., López, S., Mesonero, I., et al. (2014). *Characterization of the power and efficiency of Stirling engine subsystems*. Appl Energy, 121, pp. 51–63, DOI: 10.1016/j.apenergy.2014. 01.067.
- [63] Garg, H. P. (1982). *Treatise on Solar Energy, Vol. I*. Chichester: Wiley-Interscience.
- [64] Gheith, R., Hachem, H., Aloui, F., Ben Nasrallah, S. (2015). *Experimental and theoretical investigation of Stirling engine heater: parametrical optimization*. Energy Convers Manage, 105, pp. 285–93, DOI: 10.1016/j.enconman.2015.07.063.
- [65] Gheith, R., Hachem, H., Aloui, F., Nasrallah, S. B. (2018). *Stirling Engines*. Comprehensive Energy Systems Energy conversion, 4, pp.169-208. <https://uphf.hal.science/hal-03450107>.
- [66] Goswami, D. Y. (2015). *Principles of Solar Engineering*. Boca Raton: CRC Press.
- [67] Grossi Gallegos, H., Righini, R. (2007). *Atlas de Energía Solar de la República Argentina*. Luján: Editorial de la Universidad Nacional de Luján.

- [68] Guillermo, M. H., José Salvador, S. R. (2013). *Diseño y prototipo de un motor Stirling* [Tesis de grado, Universidad Nacional Autónoma De México]. <https://repositorio.unam.mx/contenidos/398196>.
- [69] Hafez, A. Z., Soliman, A., El-Metwally, K. A., & Ismail, I. M. (2016). *Solar parabolic dish Stirling engine system design, simulation, and thermal analysis*. *Energy Conversion and Management*, 126, 60–75.
- [70] Hafez, A. Z., Soliman, A., El-Metwally, K. A., Ismail, I. M. (2017). *Design analysis factors and specifications of solar dish technologies for different systems and applications*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 67, pp. 1019–1036. DOI: 10.1016/j.rser.2016.09.077.
- [71] Hansh, Z. J., Abd, H. J. (2019). *Study The Performance of Double-Acting Stirling Engine*. *University of Thi-Qar Journal for Engineering Sciences*, 10 (2), pp. 36-43.
- [72] Heames, T. J., Uherka, D. J., Zabel, J. C., Daley, J. G., (1982). *Stirling engine thermodynamic analysis – a user guide to SEAMI*. Argonne National Laboratory, report ANL-82-59, Argonne, USA.
- [73] Hargreaves, C. M. (1991). *The Philips Stirling Engine*. Amsterdam: Elsevier.
- [74] Hosseinzade, H., Sayyaadi, H. (2015) *CAFS: the combined adiabatic-finite speed thermal model for simulation and optimization of Stirling engines*. *Energy Convers Manage*, 91, pp. 32–53, DOI: 10.1016/j.enconman.2014.11.049.
- [75] Hosseinzade, H., Sayyaadi, H., Babaelahi, M. (2015). *A new closed-form analytical thermal model for simulating Stirling engines based on polytropic-finite speed thermodynamics*. *Energy Convers Manage*, 90, pp. 395–408. DOI: 10.1016/j.enconman.2014.11.043.
- [76] Incropera, F. P., DeWitt, P. D. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. México D. F.: Prentice Hall.
- [77] Iqbal, M. (1983). *An introduction to solar radiation*. Toronto: Academic.
- [78] Jagadish, Biswas, A. (2021). *Modeling and Optimization of Solar Thermal Systems Emerging Research and Opportunities*. Hershey: IGI Global.
- [79] Jaśkiewicz, M., Sadkowski, W., Marciniewski, M., Olejnik, K., Stokłosa, J. (2013). *Proposal of the new concept of the Stirling engine*. *Scientific Journals*, 35(107), pp. 32–37. ISSN 1733-8670.
- [80] Kaushik, S. C., Kumar, S. (2000) *Finite time thermodynamic analysis of endoreversible stirling heat engine with regenerative losses*. *Energy*, 25, 989–1003, DOI: 10.1016/S0360-5442(00)00023-2.
- [81] Kirkley, D. W. (1965). *A thermodynamic analysis of the Stirling cycle and a comparison with experiment*. Proc. SAE Int. Automotive Engineering Cong., paper 949B, Detroit, USA.
- [82] Kondratyev, K. Y. (1969). *Radiation in the atmosphere*. New York: Academic.

- [83] Kong, X.Q., Wang, R.Z., Huang, X.H. (2004). *Energy efficiency and economic feasibility of CCHP driven by Stirling engine*. Energy Conversion and Management, 45, pp. 1433–1442. DOI: 10.1016/j.enconman.2003.09.009.
- [84] Kongtragool, B., Wongwises, S. (2003). *A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines*. Amsterdam: Renewable and Sustainable Energy Review. DOI:10.1016/S1364-0321(02)00053-9.
- [85] Kongtragool, B., Wongwises, S. (2007). *Performance of a twin power piston low temperature differential Stirling engine powered by a solar simulator*. Solar Energy, 81, pp. 884–895, DOI: 10.1016/j.solener.2006.11.004
- [86] Kongtragool, B., Wongwises, S. (2008). *A four power-piston low-temperature differential Stirling engine using simulated solar energy as a heat source*. Solar Energy, 82, pp. 493–500, doi: 10.1016/j.solener.2007.12.005.
- [87] Kraitong, K., Mahkamov, K. (2009). *Thermodynamic and CFD modeling of Low- Temperature Difference Stirling Engines*. Proceedings of the 14th International Stirling Engine Committee, Groningen, Nederland.
- [88] Kraitong, K. (2011). *Optimisation of low temperature difference solar Stirling engines using genetic algorithm*. World Renewable Energy Congress 2011, pp. 3945-3952].
- [89] Kraitong, K. (2012). *Numerical Modelling and Design Optimisation of Stirling Engines for Power Production* [Tesis de doctorado, Universidad de Northumbria].
- [90] Kreith, F., Goswami D. Y. (2007). *Handbook of energy efficiency and renewable energy*. Boca Raton: CRC Press.
- [91] Lazarides, Y., Rallis, C. J. (1990). *A computer code for the analysis and design of Stirling cycle machines*. Proceedings of the 25th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, pp. 372-376.
- [92] Lira Cacho, G., Agüero Zamora, V. (2007). *Generación de energía eléctrica con un motor Stirling empleando un combustible gaseoso*. Tecnia, 17 (2), pp. 37-46.
- [93] Mahkamov, K. (2005). *An axisymmetric computational fluid dynamics approach to the analysis of the working process of a solar Stirling engine*. J. Sol. Energy Eng., 128, pp. 45–53.
- [94] Mansiri, K., Sukchai, S., Sirisamphanwong, C. (2014). *Investigations to conduct a study about possibilities to use small scale solar dish Stirling engine system in Thailand*. Energy Procedia, 56, pp. 367 – 377, DOI: 10.1016/j.egypro.2014.07.169.
- [95] Martini, W. R. (1978). *Stirling Engine design manual*. DOE/NASA/3152-78/1, NASA CR-135382, Lewis Research Center.

- [96] Martaj, N., Lavinia, G. (2007). *Thermodynamic study of a low temperature difference Stirling engine at steady state operation*. Journal of Thermodynamics, 10 (4), pp. 165-176, DOI: 10.5541/ijot.200.
- [97] Martaj, N., Bennacer, R., Rochelle, P., Grosu, L. (2010). *Simulation dynamique d'un moteur: cas du Stirling de type gamma*. Mécanique & Industries, 11, pp. 69-74, DOI: 10.1051/meca/2010017.
- [98] Mastronardi, L. J., Caratori, L. (Ed.) (2019). *Escenarios energéticos 2030*. Buenos Aires: Dirección Nacional de Escenarios y Planeamiento Energético.
- [99] Menéndez, D. G. (2013). *Desarrollo de motores Stirling para aplicaciones solares* [Tesis de doctorado, Universidad de Oviedo]. https://digibuo.uniovi.es/dspace/bitstream/10651/21883/2/TD_davidgarciamenendez.pdf.
- [100] Miao He, M. (2018). *Stirling Engine for Solar Thermal Electric Generation* [Tesis de grado, Universidad de California en Berkeley]. <http://www2.eecs.berkeley.edu/Pubs/TechRpts/2018/EECS-2018-15.html>.
- [101] Monné, C., Bravo, Y., Moreno, F., Muñoz, M. (2014). *Analysis of a solar dish-Stirling system with hybridization and thermal storage*. Int. J. Energy Environ. Eng., 5, pp. 1-5, DOI: 10.1007/s40095-014-0080-x.
- [102] Moran, M. J., Shapiro, H. N. (2004). *Fundamentos de termodinámica técnica*. Barcelona: Reverté.
- [103] Navntoft, C., Cristófalo, M. P. (2019). *Guía del recurso solar*. Buenos Aires: Secretaría de Gobierno de Energía.
- [104] Ni, M., Shi, B., Xiao, G., Peng, H., Sultan, U., Wang, S., et al. (2016). *Improved simple analytical model and experimental study of a 100W b-type Stirling engine*. Applied Energy, 169, pp. 768-787, DOI:10.1016/j.apenergy.2016.02.069.
- [105] Organ, A. J. (1978). *Fluid particle trajectories in Stirling-cycle machines*. Journal Mechanical Engineering Science, 20 (1), pp. 1-10.
- [106] Organ, A. J., (1982). *Gas dynamics of Stirling cycle machines*. ImechE Conf. Stirling engines, Progress Towards Reality, Univ. of Reading.
- [107] Organ, A. J. (1987). Proc Instn. Mech. Engrs., 201 (C2), pp. 107-116.
- [108] Organ A. J. (1997). *The regenerator and the Stirling engine*, London: Mechanical Engineering Publications.
- [109] Organ, A. J. (2007). *The Air Engine. Stirling Cycle Power for a Sustainable Future*. Cambridge: Woodhead Publishing Limited.
- [110] Organ, A. J. (2014). *Stirling cycle engines. Inner workings and design*. Chichester: John Wiley & Sons.
- [111] Petela, R. (2010). *Engineering Thermodynamics of Thermal Radiation for Solar Power Utilization*. New York: McGraw-Hill.

- [112] Petrescu, S., Costea, M., Harman, C., Florea, T. (2002). *Application of the direct method to irreversible Stirling cycles with finite speed*. Int. J. Energy. Res., 26, 589–609, DOI: 10.1002/er.806.
- [113] Pfeiffer, J., Kuehl, H. (2015). *Review of models for appendix gap losses in Stirling cycle machines*. Journal Of Propulsion and Power, DOI: 10.2514/1.B35132.
- [114] Pfeiffer, J., Kuehl, H. (2015). *Optimization of the appendix gap design in Stirling engines*. Propulsion and Energy Forum, 13th International Energy Conversion Engineering Conference.
- [115] Priddle, R. (Ed.) (2002). *Distributed generation in liberalized electricity markets*. Paris: International Energy Agency.
- [116] Prieto, J. I., 2008. *Curso sobre Funcionamiento y Aplicaciones del Motor Stirling*. Ingeniería Naval, 802, pp. 101-108.
- [117] Purohit, I., Purohit, P. (2019). *Solar Thermal Power Generation*. Amsterdam: Elsevier.
- [118] Quadri, N. P. (2005). *Energía solar*. Buenos Aires: Alsina.
- [119] Reddy, V. S., Kaushik, S. C., Tyagi, S. K. (2012). *Exergetic analysis and performance evaluation of parabolic dish Stirling engine solar power plant*. International Journal of Energy Research, DOI: 10.1002/er.2926.
- [120] Rinia, H., Du Pré, F. K. (1946). *Air engines*. Philips Tech. Rev., 8 (5), pp. 129-160.
- [121] Rix, D. H. (1988). *A thermodynamic design simulation for Stirling cycle machines using a Lagrangian formulation*. Proc. Inst. Mech. Engrs, 24 (2).
- [122] Ruelas Ruiz, J. E., Velázquez Limón, N., Beltrán Chacón, R. (2011). *Diseño de un concentrador solar acoplado a un motor Stirling fijo*. Ingeniería mecánica tecnología y desarrollo, 4 (1), pp. 15-22.
- [123] Sadrameli, S. M. (2016). *Mathematical models for the simulation of termal regenerators: a state-of-the-art review*. Renew Sustain Energy Rev., 58, pp. 462–76, DOI: 10.1016/j.rser.2015.12.154.
- [124] Salazar, J. L., Chen, W-L. (2014). *A computational fluid dynamics study on the heat transfer characteristics of the working cycle of a b-type Stirling engine*. Energy Convers Manage, 288, pp. 177–88, DOI: 10.1016/j.enconman.2014.08.040.
- [125] Santhi Rekhat, S.M., Dheep, G. R., Sreekumar, A. (2015). *Design and development of solar parabolic concentrator with sensor-based tracking system*. Energy Research and Environmental Management: An Innovative Approach, pp. 98-101.
- [126] Santos-González, I., Sandoval-Reyes, M., García-Valladares, O., Ortega, N., Gómez, V.H. (2014). *Design and Evaluation of a Compound Parabolic*

Concentrator for Heat Generation of Thermal Processes. Energy Procedia, 57, pp. 2956 – 2965. DOI: 10.1016/j.egypro.2014.10.331.

[127] Santos Ráez, I. M. (2015). *Estudio de un motor Stirling con absorbedor interno alimentado con energía solar* [Tesis de doctorado, Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial de la Universidad de Málaga]. <http://orcid.org/0000-0002-6502-8499>.

[128] Sauer, J., Kühl, H. (2017). *Numerical model for Stirling cycle machines including a differential simulation of the appendix gap*. Applied Thermal Engineering, 111, pp. 819–833, <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.176>.

[129] Sauer, J., Kühl, H. (2019). *Experimental investigation of displacer seal geometry effects in Stirling cycle machines*. Energies, 12, DOI:10.3390/en12214215.

[130] Schmukler, M. (2018). *Electrificación rural en Argentina. Alcances y limitaciones del Programa de Energías Renovables en Mercados Rurales (PERMER) en la provincia de Jujuy* [Tesis de maestría, Universidad Nacional de Quilmes]. <https://ridaa.unq.edu.ar/handle/20.500.11807/893>.

[131] Schock, A. (1978). *Stirling engine nodal analysis program*.

[132] Senft, J. R. (2007). *Mechanical Efficiency of Heat Engines*. Cambridge: Cambridge University Press. Journal of Energy, 2 (6), pp. 354–362.

[133] Schock, A. (1978). *Stirling engine nodal analysis program*. J. Energy, 2 (6), pp. 354-362.

[134] Shigley, J. E. (2005). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. México D.F.: McGraw-Hill.

[135] Singh, N., Gibbs, B. M., Kaushik, S. C. (1997). *Effect of solar collector design parameters on the operation of solar Stirling power system*. International Journal of Energy Research, 21, pp. 195-200.

[136] Siva Reddy, V., Kaushik, S. C., Tyagi, S. K. (2012). *Exergetic analysis and performance evaluation of parabolic dish Stirling engine solar power plant*. DOI: 10.1002/er.2926.

[137] Soteris A. K. (2014). *Solar Energy Engineering Processes and Systems*. Amsterdam: Elsevier.

[138] Stempel, U. E. (2014). *Experimente mit dem Stirlingmotor*. München: Francis Verlag.

[139] Stine, W. B., Diver, R. B. (1994). *A compendium of solar-dish Stirling technology*. Albuquerque: Sandia National Laboratories.

[140] Stirling, R. (1816). *Improvements for diminishing the consumption of fuel, and in particular an engine capable of being applied to the moving (of) machinery on a principle entirely new*. British patent No. 4081, Edinburgh.

- [141] Stirling, R. and Stirling, J., 1827. British patent No. 5456.
- [142] Stirling, R. and Stirling, J., 1840. British patent No. 8652.
- [143] Sun, L., Zong, C., Yu, L., Huang, W. (2019). *Evaluation of solar brightness distribution models for performance simulation and optimization of solar dish*. Energy, 180, pp. 192-205. DOI: 10.1016/j.energy.2019.05.081.
- [144] Taggart, S. (2008). *CSP: dish projects inch forward*. Renewable Energy Focus, 9 (4), pp. 52–54. DOI: 10.1016/s1471-0846(08)70139-2.
- [145] Tanaka, M., Yamashita, I., Chisaka, F. (1990). *Flow and Heat Transfer Characteristics of the Stirling Engine Regenerator in an Oscillating Flow*. JSME International Journal, 33 (2), pp. 283-289.
- [146] Tew, R. C., Thieme, L. G., Miao, D. (1979). *Initial comparison of single cylinder Stirling engine computer model predictions with test results*. DOE/NASA/1040-78/30, NASA TM-79044, Lewis Research Center, Cleveland, Ohio.
- [147] Timoumi, Y., Tlili, I., Ben Nasrallah, S. (2008). *Performance optimization of Stirling engines*. Renew Energy, 33, pp. 2134–2144. DOI:10.1016/j.renene.2007.12.012.
- [148] Tiwari, G.N., Tiwari, A., Shyam (2016). *Handbook of Solar Energy*. Singapore: Springer.
- [149] Thekaekara, M. P. (1976). *Solar radiation measurement: techniques and instrumentation*. Solar Energy, 18, 309-325.
- [150] Tongdeea, N., Jandakaewb, M., Dolwichaia, T., Thumthaea, C. (2017). *Thermodynamics analysis for optimal geometrical parameters and influence of heat sink temperature of Gamma configuration Stirling engine*. Energy Procedia, 105, 1782 – 1788.
- [151] Trolove, H. P. (1994). *Line Focus Solar Stirling. Domestic Power Generation* [Tesis de maestría, Universidad de Canterbury]. <https://www.semanticscholar.org/paper/Line-focus-solar-Stirling-domestic-power-generation-Trolove/cf5e3c9ba0b8de3f3bc5c9071354327c8c78fboe>.
- [152] Urieli, I., (1977). *A computer simulation of Stirling cycle machines* [Tesis de doctorado, Universidad de Witwatersrand].
- [153] Valenti, G., Silva, P., Fergnani, N., Campanari, S., Ravidà, A., Di Marcoberardino, G., et al. (2014). *Experimental and numerical study of a micro-cogeneration Stirling unit under diverse conditions of the working fluid*. Appl. Energy, 160, pp. 920–929, DOI: 10.1016/j.apenergy.2015.05.112.
- [154] Wagner, P., Rallis, C. J., Bunn, A. E., P. A. Heimann, Walker, G., Mangaya, B. M. (2000). *Development of a low-cost, solar-powered Stirling motor for water pumping*. Pretoria: Water Research Commission.

- [155] Walker, G. (1962). *An optimization of the principal design parameters of Stirling cycle machines*. Journal Mechanical Engineering Science, 4 (3), pp. 226-240.
- [156] Walker, G. (1980). *Stirling engines*. Oxford: Oxford University Press.
- [157] Walker, G., Senft, J. R. (1985). *Free Piston Stirling Engines*. New York: Springer-Verlag.
- [158] Wang, K., Sanders, S. R., Dubey, S., Choo, F.H., Duan, F. (2016). *Stirling cycle engines for recovering low and moderate temperature heat: a review*. Renew Sustain Energy Rev., pp. 62, 89–108, DOI: 10.1016/j.rser.2016.04.031.
- [159] White, F. M. (2003). *Mecánica de fluidos*. Madrid. McGraw-Hill.
- [160] Yaqi, L., Yaling, H., Weiwei, W. (2011). *Optimization of solar-powered Stirling heat engine with finite-time thermodynamics*. Renew Energy, 36, pp. 421–427, DOI: 10.1016/j.renene.2010.06.037.

13.2 Páginas web

- [A] <https://www.argentina.gob.ar/economia/energia>
- [B] <https://cleanenergyactionproject.com/>
- [C] <https://diystirlingengine.com/stirling-engine-generator/>
- [D] <https://www.eia.gov/international/overview/world?fips=bl>
- [E] <https://energiaonline.com.ar/generacion-de-energia-y-potencia-instalada-en-argentina/>
- [F] https://energypedia.info/wiki/Argentina_Energy_Situation
- [G] <https://power.larc.nasa.gov/data-access-viewer/>
- [H] https://solarpaces.nrel.gov/?utm_medium=domain-switch&utm_source=csp&utm_campaign=solarpaces
- [I] <https://www.stirlingengine.com/>
- [J] http://www.stirlinginternational.org/paper_database
- [K] https://www.mpoweruk.com/stirling_engine.htm
- [L] <https://solargis.com/es/maps-and-gis-data/download/argentina>
- [M] <https://iat-cener.github.io/tonatiuh/>
- [N] <http://www.robertstirlingengine.com/advandisadvan.php>
- [Ñ] <https://www.argentina.gob.ar/economia/energia>
- [O] <https://www.redaccion.com.ar/vivir-sin-energia-el-dia-a-dia-de-120-mil-familias-aisladas/>

- [P] <https://www.argentina.gob.ar/economia/energia/informacion-geografica-energia/mapas-irradiancia-solar>
- [Q] <https://sig.energia.gob.ar/visor/visorsig.php>
- [R] <http://www.engineeringhalloffame.org/media.html>
- [S] <http://www.kirknews.org.uk/#/robert-stirling/4578473503>
- [T] <https://www.worldenergy.org/>
- [U] <https://www.argentina.gob.ar/economia/energia/permer>