



UNIVERSIDAD JUÁREZ AUTÓNOMA DE TABASCO
DIVISIÓN ACADÉMICA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA



Análisis de un sistema termodinámico de cogeneración.

TESIS

para obtener el grado de

Maestro en Ciencias en Ingeniería

Presenta:

Ing. Luis Alberto Sánchez Cárdenas

Director:

Dr. Juan Barajas Fernández

Cunduacán, Tabasco, México.

Noviembre 2019.



**UNIVERSIDAD JUÁREZ
AUTÓNOMA DE TABASCO**

"ESTUDIO EN LA DUDA. ACCIÓN EN LA FE"



**División
Académica
de Ingeniería
y Arquitectura**



DIRECCIÓN

OFICIO: DIR/DAIA/1391/2019

FECHA: 11 de junio de 2019

ASUNTO: El que se indica

**C. ING. LUIS ALBERTO SÁNCHEZ CÁRDENAS
PASANTE DE LA MAESTRÍA EN CIENCIAS EN INGENIERÍA
PRESENTE.**

En virtud de haber elaborado su trabajo de Tesis denominado:

"ANÁLISIS DE UN SISTEMA TERMODINÁMICO DE COGENERACIÓN"

Para obtener el grado de Maestro en Ciencias en Ingeniería y en el cual el Dr. Juan Barajas Fernández ha sido el Director de Tesis.

Tengo a bien autorizarle la **IMPRESIÓN DEFINITIVA** de dicho trabajo, continuando con los trámites correspondientes para su examen de obtención de grado.

Sin otro particular, le envío un afectuoso saludo.

ATENTAMENTE

**DR. GERMÁN PÉREZ HERNÁNDEZ
DIRECTOR**

UNIVERSIDAD JUÁREZ
AUTÓNOMA DE TABASCO
DIVISIÓN ACADÉMICA DE
INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

DIRECCIÓN

C.c.p. Archivo

DR. GPH/ DRA'MAAL/apl'



Carretera Cunduacán-Jalpa de Méndez, km. 1, Col. La Esmeralda
C.P. 86690 Cunduacán, Tabasco
Tel. (993) 358.15.00 Ext. 6758
posgrado.dam@ujat.mx

www.ujat.mx

Universidad Juárez Autónoma de Tabasco



UNIVERSIDAD JUÁREZ
AUTÓNOMA DE TABASCO

ESTUDIO EN LA DUDA. ACCIÓN EN LA FE



División
Académica
de Ingeniería
y Arquitectura



JEFATURA DEL ÁREA DE POSGRADO

Cunduacán, Tabasco, a 31 de mayo de 2019

MEM/MCI/015/2019

PARA: DR. GERMÁN PÉREZ HERNÁNDEZ
DIRECTOR DE LA DAIA
DE: COMISIÓN SINODAL
ASUNTO: APROBACIÓN DE IMPRESIÓN DE TESIS DE MAESTRÍA

Una vez hecha la revisión detallada del Trabajo de Tesis denominado:

"ANÁLISIS DE UN SISTEMA TERMODINÁMICO DE COGENERACIÓN"

Desarrollado por la C. ING. LUIS ALBERTO SÁNCHEZ CÁRDENAS de la Maestría en Ciencias en Ingeniería, le comunicamos que aceptamos la impresión del trabajo, ya que el mismo ha cumplido con los requisitos necesarios.

COMISIÓN SINODAL

 DR. JOSÉ GUADALUPE FABIAN RIVERA TREJO PRESIDENTE	 DRA. MARÍA DE LOS ANGELES OLÁN ACOSTA SECRETARIO
 DR. JUAN BARAJAS HERNÁNDEZ VOCAL	 DRA. KARLA MARÍA AGUILAR CASTRO VOCAL 2
 DRA. LAURA LORENA DÍAZ FLORES VOCAL 3	

CARTA AUTORIZACIÓN

El que suscribe, autoriza por medio del presente escrito a la Universidad Juárez Autónoma de Tabasco para que utilice tanto física como digitalmente la tesis de grado denominada "Análisis de un sistema termodinámico de cogeneración", de la cual soy autor y titular de los Derechos de Autor.

La finalidad del uso por parte de la Universidad Juárez Autónoma de Tabasco de la tesis antes mencionada, será única y exclusivamente para difusión, educación y sin fines de lucro; autorización que se hace de manera enunciativa más no limitativa para subirla a la Red Abierta de Bibliotecas Digitales (RABID) y a cualquier otra red académica con las que la Universidad tenga relación institucional.

Por lo antes manifestado, libero a la Universidad Juárez Autónoma de Tabasco de cualquier reclamación legal que pudiera ejercer respecto al uso y manipulación de la tesis mencionada y para los fines estipulados en éste documento.

Se firma la presente autorización en la ciudad de Villahermosa, Tabasco a los 20 días del mes de agosto del año 2019.

AUTORIZO



Luis Alberto Sánchez Cárdenas

DEDICATORIAS

A mi madre Adela María Guadalupe Cárdenas Ramírez, por su amor incondicional, su buen humor, sus palabras de apoyo, por siempre contagiarme con alegría y por enseñarme que todo se puede lograr entre tantas otras cosas.

A mi padre Alberto Sánchez García, por su dedicación a la familia, por enseñarme la perseverancia y a pensar fuera de la caja, por la educación y por sus palabras.

A mis hermanas Tere, Nidia y Caro, mis compañeras, cómplices, ejemplos y mi motor para siempre seguir adelante.

A mis amigos Giovani y Luis Javier, por siempre estar, por ser parte de este viaje y por recordarme seguir siempre derecho.

A quienes no le tienen miedo al éxito, porque el mundo es de los valientes, de quienes soñamos y nos atrevemos.

Sin ustedes, nada de esto sería posible, los amo.

AGRADECIMIENTOS

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT), por el apoyo recibido para el desarrollo de este trabajo de Tesis.

A la División Académica de Ingeniería y Arquitectura Unidad Chontalpa de la Universidad Juárez Autónoma de Tabasco por la oportunidad de realizar mis estudios de formación profesional, por las facilidades y apoyos brindados para el desarrollo de este trabajo de Tesis.

A todos los miembros de mi comité revisor, al Dr. Juan Barajas Fernández, la Dra. Karla María Aguilar Castro, la Dra. Laura Lorena Díaz Flores, la Dra. María de los Ángeles Olán Acosta y el Dr. José Guadalupe Fabián Rivera Trejo, por el tiempo dedicado para este trabajo de tesis, todas las aportaciones, comentarios, correcciones y sugerencias que ayudaron a enriquecerlo. Por confiar en mi persona, en el proyecto, por su devoción académica y sus muchas enseñanzas.

A mi familia, por su apoyo incondicional, confianza, que me han permitido poder seguir desarrollándome académicamente.

A mis compañeros y amigos, Heidi y Octavio por su apoyo académico y emocional.

¡Muchas gracias!

Resumen

En el presente trabajo se analiza la factibilidad, mediante el cálculo de la eficiencia, de un sistema de bombeo de agua desde un pozo a un tanque de almacenamiento, dicho sistema de bombeo opera mediante un arreglo propuesto de motor Stirling y bomba de pistón, y el motor Stirling es calentado con energía térmica solar.

Se analiza el suministro de energía térmica mediante dos métodos de concentración solar, concentrador cilindro parabólico y lente de Fresnel, para posteriormente simular el comportamiento del fluido de trabajo en el interior del cilindro.

Se obtuvieron variaciones de temperatura en el interior del cilindro desde 400°C a 472°C con el calentamiento por enchaquetado y temperaturas entre 370°C a 516°C con el método de calentamiento focal, mediante lente de Fresnel. Posteriormente se determina el área necesaria por cada método de concentración solar, que aseguren la temperatura (298.3 °C) en la zona caliente del motor Stirling, siendo de 3.33 m² para el calentamiento mediante lente de Fresnel y de 10.88 m² para el concentrador cilindro parabólico.

De forma simultánea se genera energía eléctrica, mediante un generador lineal, aprovechando el movimiento alternante del motor, haciéndolo un sistema de cogeneración, obteniendo una corriente alterna de 12 V y 0.20 A. Finalmente, se determina la eficiencia energética de cada sistema, y adicionalmente se determina el potencial en energía generado (2.4 W) y emisión de CO₂ (1.246 kg de CO₂ por día), comparando contra métodos tradicionales de bombeo.

Dentro de la búsqueda bibliográfica realizada no se halló alguna investigación enfocada ni que realice planteamiento similares a los aquí presentados, sin embargo fue de notar el creciente número de investigaciones enfocadas al aprovechamiento de las energías solares y el desarrollo de sistemas sustentables.

Abstract

In the present work the feasibility of a system of pumping water from a well to a storage tank, is analyzed, by calculating the efficiency, said pumping system operates through a proposed arrangement of Stirling engine and piston pump, and the Stirling engine is heated with solar thermal energy.

The thermal energy supply is analyzed by two methods of solar concentration, parabolic trough concentrator and Fresnel lens, and then the simulation of the behavior of the working fluid inside the cylinder is developed.

Temperature variations inside the cylinder were obtained from 472 °C to 400 °C with heating by jacketed and temperatures between 516 °C to 370 °C with the focal heating method, using a Fresnel lens. Subsequently, the area needed for each method of solar concentration is determined, to ensure the temperature (298.3 ° C) in the hot zone of the Stirling engine, being 3.33 m² for heating by Fresnel lens and 10.88 m² for the parabolic trough concentrator .

Simultaneously electric power is generated by a linear generator, taking advantage of the alternating movement of the engine, making it a cogenerative system, obtaining an alternating current of 12 V and 0.20 A. Finally, the energy efficiency of each system is determined, and additionally the potential in generated energy (2.4 W) and CO₂ saving emission (1,246 kg of CO₂ per day) is determined, comparing against traditional methods of pumping.

Within the bibliographic search, no related researches were found, nor did it carry out an approach similar to the ones presented here, however it was noted the growing number of researches focused on the use of solar energy and the development of sustainable systems.

Índice

Lista de Figuras.....	V
Lista de Tablas.....	VII
Capítulo 1 Introducción.....	0
1.1 Generalidades.....	1
1.2 Objetivo.....	4
1.3 Estructura de la tesis.....	6
Capítulo 2 Fundamentos teóricos.....	7
2.1 Revisión bibliográfica.....	8
2.1.1 Sistemas de concentración solar que suministran calor a motores Stirling empleados como elementos de cogeneración.....	8
2.1.2 Cogeneración mediante inducción magnética.....	10
2.1.3 CFD's y prototipos realizados.....	11
2.2 Fundamentos Generales.....	12
2.2.1 Potencia hidráulica para bombeo.....	12
2.2.1.1 Potencia neta de bombeo.....	12
2.2.1.2 Cálculo de las pérdidas de carga en una tubería.....	13
2.2.1.3 Principio de conservación de la energía.....	14
2.2.1.4 Selección y Dimensionamiento de la bomba de pistón.....	15
2.2.2 Dimensionamiento de motor Stirling libre de pistón.....	17
2.2.2.1 Cálculo de la potencia de salida del motor Stirling.....	18
2.2.3 Fundamentos de concentración solar.....	19
2.2.3.1 Colector o Concentrador de Torre Central.....	19
2.2.3.2 Colector Cilíndrico o Canal Parabólico.....	20
2.2.3.3 Colector o Concentrador Disco Parabólico.....	23
2.2.3.4 Lente de Fresnel.....	24
2.2.4 Fundamentos eléctricos del generador lineal.....	26
2.2.4.1 Inducción magnética lineal.....	26
2.2.4.2 Ley de Faraday.....	27
2.2.4.3 Ley de Lenz y la fuerza electromotriz de movimiento.....	27
2.2.5 Simulación y Análisis Computacional.....	29

2.2.5.1 Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)	29
2.2.5.2 Mallado.....	30
2.2.6 Análisis de Eficiencia y reducción en emisión de CO ₂	31
Capítulo 3 Metodología	32
3.1 Metodología de diseño	33
3.2 Sistema Hidráulico	34
3.3 Motor Stirling.....	35
3.4 Colector o Concentrador Solar.....	38
3.5 Sistema eléctrico (generado lineal)	38
3.6 Eficiencia del sistema	39
Capítulo 4 Resultados y Discusión.....	40
4.1 Potencia de bombeo	41
4.2 Potencia y dimensionamiento motor Stirling.....	43
4.3 Comparación de métodos de calentamiento mediante CFD	47
4.3.1 Calentamiento mediante enchaquetamiento.....	49
4.3.2 Calentamiento focal.....	54
4.4 Dimensionamiento de bomba de desplazamiento positivo	60
4.5 Dimensionamiento concentrador solar	61
4.5.1 Cálculo del área del Concentrador Cilindro Parabólico.....	62
4.5.2 Cálculo del área del Lente de Fresnel.....	64
4.6 Cálculo de potencial eléctrico (Generador Lineal)	66
4.7 Potencia global de salida y eficiencia de sistema.....	70
Conclusiones y Recomendaciones.	74
CONCLUSIONES.....	75
RECOMENDACIONES	76
REFERENCIAS	77
ANEXOS.....	82

Lista de Figuras

Figura 1. Configuración para el sistema de cogeneración de energía para el bombeo de agua a un tanque elevado, siendo 1 el sol, 2 el concentrado solar, 3 el motor Stirling, 4 la bomba de pistón, 5 el generador lineal y 6 el tanque de almacenamiento.	3
Figura 2. Configuraciones para el sistema de cogeneración, siendo 1 el reservorio, 2 la bomba centrífuga, 3 el tanque de almacenamiento, 4 el suministro eléctrico, 5 los sistemas de concentración solar, 6 el motor Stirling, 7 el generador lineal y 8 la bomba hidráulica de pistón.	4
Figura 3. Tipos de bomba para bombeo de líquidos, Tchobanoglous (1996)....	15
Figura 4. Funcionamiento del Concentrador o Colector de Torre Central, (Fuqiang et al. 2017).....	20
Figura 5. Funcionamiento del Concentrador o Colector Cilindro Parabólico, (Fuqiang et al. 2017).....	21
Figura 6. Relación entre la razón de concentración y la temperatura del receptor. Tomada de Duffie and Beckman (2013).	23
Figura 7. Funcionamiento del Concentrador o Colector Disco Parabólico (Fuqiang et al. 2017).....	24
Figura 8. Ilustración del funcionamiento del Concentrador o Colector Lente de Fresnel, Fuqiang et al. (2017).....	25
Figura 9. a) Elementos de un generador lineal. b) Movimiento recíproco del elemento magnético a través del bobinado, generando un campo eléctrico.....	27
Figura 10. Barra de longitud L que se mueve con una velocidad v a través de un campo magnético B perpendicular a la barra y a v , induciendo una FEM.....	28
Figura 11. Pasos en la simulación CFD. Tomado de Andersson et al. (2012)...	29
Figura 12. Tipos de malla en 2D. a) Malla rectangular. b) Malla triangular.	30
Figura 13. Proceso de diseño y dimensionamiento del sistema térmico de cogeneración.	33
Figura 14. Procedimiento para el dimensionamiento del motor Stirling.	36
Figura 15. Métodos de calentamiento del motor Stirling. a) Enchaquetado, calentamiento mediante Concentrador Cilindro Parabólico. b) Focal, calentamiento mediante Lente de Fresnel.	38
Figura 16. Rango de temperaturas T_H , que aseguran necesarias para la operación del motor Stirling.	44
Figura 17. Componentes del motor Stirling con calentamiento mediante enchaquetado (concentrador cilindro parabólico), siendo 1 la entrada de flujo caliente, 2 el fluido de trabajo, 3 la salida de flujo caliente, 4 el pistón de desplazamiento, 5 la entrada de flujo frío, 6 el pistón de potencia y 7 la salida de flujo frío, unidades en [mm].	46
Figura 18. Componentes del motor Stirling con calentamiento focal (Lente de Fresnel), siendo 1 la zona de calentamiento focal, 2 el fluido de	

	trabajo, 3 el pistón de desplazamiento, 4 la entrada de fluido frío, 5 el pistón de potencia, y 6 la salida de fluido frío.....	47
Figura 19.	Distribución de temperaturas, resultado del análisis CFD, para el arreglo de calentamiento mediante enchaquetado, con temperatura de fluido frío de 298.15 K y temperatura de fluido caliente a 571.45 K, realizado en ANSYS R18.	49
Figura 20.	Localización de puntos a monitorear durante el proceso del análisis CFD.....	50
Figura 21.	Registro de temperaturas en la zona 1, para el arreglo de calentamiento mediante enchaquetado.....	51
Figura 22.	Registro de temperaturas en la zona 2, para el arreglo de calentamiento mediante enchaquetado.....	52
Figura 23.	Registro de temperaturas en la zona 3, para el arreglo de calentamiento mediante enchaquetado.....	53
Figura 24.	Convergencia de los residuales para los primeros cinco pasos del análisis mediante calentamiento por enchaquetado. Realizada en ANSYS 2019R1.	54
Figura 25.	Distribución de temperaturas, resultado del análisis CFD, para el arreglo de calentamiento focalizado, con temperatura de fluido frío de 298.15 K y temperatura de focal de 571.45 K.....	55
Figura 26.	Registro de temperaturas en la zona 1, para el arreglo de calentamiento focalizado.....	56
Figura 27.	Registro de temperaturas en la zona 2, para el arreglo de calentamiento focalizado.....	57
Figura 28.	Registro de temperaturas en la zona 3, para el arreglo de calentamiento focalizado.....	58
Figura 29.	Convergencia de los residuales para los primeros cinco pasos del análisis mediante calentamiento focal. Realizada en ANSYS 2019R1.	59
Figura 30.	Plano de dimensiones y componentes que componen la bomba de pistón, siendo 1 el vástago, 2 el cilindro, 3 la salida de agua, 4 la válvula de retención, 5 la segunda válvula de retención y 6 la entrada de agua, unidades en [mm].....	61
Figura 31.	Razón de concentración para la temperatura de 298.3 °C.	62
Figura 32.	Plano de las medidas del concentrador solar cilíndrico parabólico, de acuerdo a las condiciones establecidas y una longitud de apertura de 1.5 m. a) Vista superior y frontal, b) Vista isométrica.	64
Figura 33.	Elementos del concentrador solar tipo lente de Fresnel.....	65
Figura 34.	Modelo que representa el comportamiento del pistón de desplazamiento y pistón de potencia de un motor Stirling.....	68
Figura 35.	Perfil de velocidad y perfil de posición del pistón de desplazamiento.	69

Lista de Tablas

Tabla 1. Comparativo Bombas Rotatorias vs Bombas de desplazamiento positivo.	16
Tabla 2. Valores de las restricciones para el diseño del modelo.....	34
Tabla 3. Combinación de valores de número de West y número de Beale para determinar el rango de TH viables	43
Tabla 4. Parámetros considerados para el análisis CFD.....	48
Tabla 5. Propiedades del aceite térmico PIROBLOCK HTF mineral, propuesto para calentar, mediante enchaquetamiento.....	63
Tabla 6. Análisis de eficiencias de los sistemas propuestos y el sistema convencional.....	71
Tabla 7. Relación de costos y potencias para diferentes métodos de bombeo.	73

Capítulo 1

Introducción

En este capítulo se describen las generalidades del presente trabajo, los objetivos generales y específicos, así mismo los alcances y la estructura general de la tesis.

1.1 Generalidades

Actualmente alrededor de 2.3% de la población en México, es decir, tres millones de personas, carecen de acceso a la red nacional de energía eléctrica, Alexandri et al., (2016). Sin embargo, de acuerdo con la Secretaría de Energía (SENER), se tiene una cobertura de 98.95% en zonas urbanas, mientras que en zonas rurales solo el 93.14% de la población cuenta con acceso al servicio eléctrico convencional SENER, (2017). Aproximadamente 45 000 comunidades rurales carecen de los servicios eléctricos Alexandri et al., (2016), debido a: los altos costos de expansión de la red eléctrica, la baja población de las localidades (menos de 100 habitantes), la dispersión de la población y la situación geográfica de la región donde se localizan. De forma paralela existen alrededor de 7.1 millones de viviendas que no disponen de agua de la red pública, siendo 25.9% del total de viviendas.

Dichas comunidades en su mayoría son de origen indígena y se encuentran en zonas de alta y muy alta marginación de acuerdo a los indicadores reportados por el Consejo Nacional de Población (CoNaPo) y del Instituto Nacional de Estadística y Geografía (INEGI) a través de la Encuesta Nacional de Ingresos y Gastos de los Hogares INEGI, (2015).

En la mayoría de las comunidades se requiere del acceso al agua para atender sus necesidades básicas de higiene, limpieza y de cultivo. Para el riego los métodos empleados son por gravedad (75% de las unidades de producción), aspersión (11% de las unidades de aspersión), micro aspersión (5% de las unidades de aspersión) y goteo (9% de las unidades de aspersión), y en cuanto a la necesidad de iluminación se utilizan baterías de automóvil, recargables, INEGI, (2015).

Dentro de las investigaciones realizadas, enfocadas en combatir la problemática mencionada se encuentran la realizada por Alberti y Crema, (2014), proyecto en el

que aprovecha la energía térmica solar de un concentrador cilíndrico parabólico para generar potencial eléctrico mediante un motor Stirling así como la investigación realizada por Prinsloo *et al.* (2014), que aprovecharon la energía térmica solar mediante un disco solar parabólico, para la generación de energía en comunidades, dichas investigaciones y otras relacionadas son abordadas con mayor profundidad en el Capítulo 2.

En el presente proyecto se analizó la factibilidad técnica de un sistema de cogeneración de energía mecánica y eléctrica mostrado en la Figura 1, cuya descripción de componentes se encuentra descrito en la Tabla 1, mediante el análisis de cada uno de los componentes, así como la eficiencia del sistema global en la transformación de energía solar en energía eléctrica y mecánica para bombeo de agua a un tanque elevado. Para ello, se determinaron las variables críticas, como dimensiones del concentrador, tipo de concentrador, y dimensiones del motor Stirling que tienen mayor impacto en el diseño del sistema. Además, se realizó un comparativo entre los métodos actuales de generación eléctrica, mediante sistemas tradicionales (generadores eléctricos de combustión de gasolina) y el sistema propuesto.

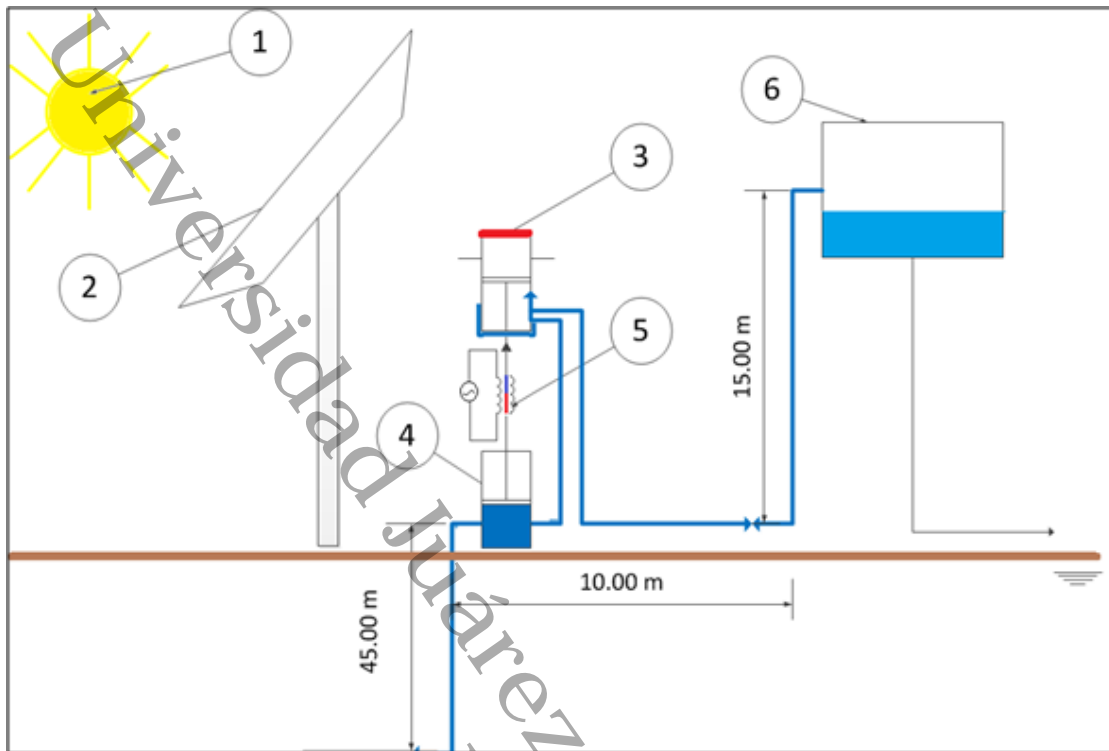


Figura 1. Configuración para el sistema de cogeneración de energía para el bombeo de agua a un tanque elevado, siendo 1 el sol, 2 el concentrado solar, 3 el motor Stirling, 4 la bomba de pistón, 5 el generador lineal y 6 el tanque de almacenamiento.

Las configuraciones estudiadas son aquellas en las que el calor es suministrado mediante Lente de Fresnel y Concentrador Solar Cilíndrico-Parabólico que se pueden observar en la Figura 2. En dicha figura se observan los componentes empleados para el bombeo de agua y el elemento que se empleará para sustituirlo.

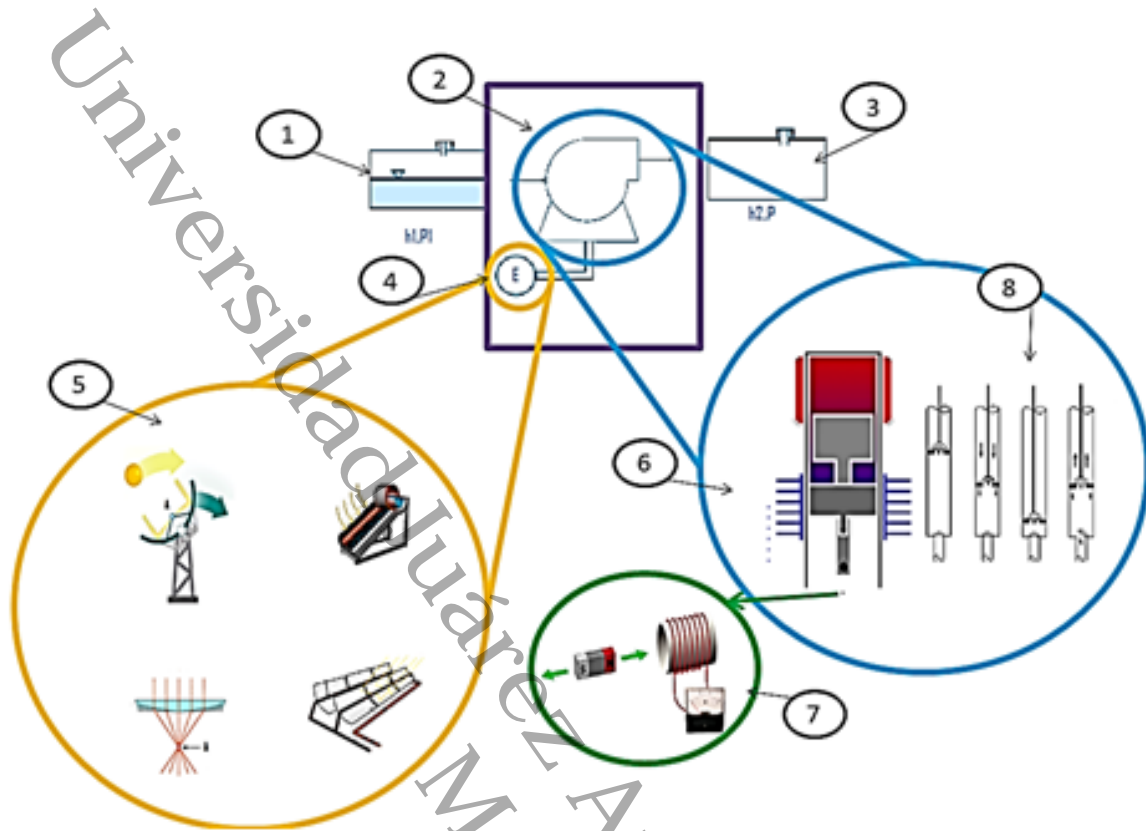


Figura 2. Configuraciones para el sistema de cogeneración, siendo 1 el reservorio, 2 la bomba centrífuga, 3 el tanque de almacenamiento, 4 el suministro eléctrico, 5 los sistemas de concentración solar, 6 el motor Stirling, 7 el generador lineal y 8 la bomba hidráulica de pistón.

1.2 Objetivo

El objetivo del presente trabajo fue realizar el análisis de un sistema térmico de micro-cogeneración mediante la utilización de un motor Stirling, libre de pistón para su uso rural, mediante el aprovechamiento del calor obtenido a través de la evaluación de dos métodos de captación solar (concentración cilíndrico parabólica y lente de Fresnel), para llevar agua de un pozo de cuarenta y cinco metros de profundidad, CONAGUA, (2015), a un tanque de almacenamiento elevado de quince metros de altura, CONAGUA, (2007), así mismo se realizó el análisis CFD del comportamiento del fluido de trabajo del motor Stirling, para finalmente

determinar la eficiencia de los sistemas propuestos comparándolos con un sistema convencional que emplea combustibles fósiles.

1.2.1 Objetivos particulares

- Establecer la potencia neta necesaria para el abastecimiento de agua del pozo al tanque de almacenamiento elevado.
- Seleccionar un sistema de captación solar, que proporcione las características necesarias para la operación del motor Stirling.
- Realizar el análisis de Schmidt así como el dinámico del motor Stirling, con la finalidad de determinar el trabajo realizado por el motor Stirling, así como determinar la frecuencia a la que operará.
- Determinar el trabajo necesario de la bomba para realizar el bombeo del agua.
- Seleccionar, de acuerdo a los requerimientos, el tipo de bomba a emplear en el modelo.
- Determinar las características del sistema de generación eléctrica, mediante inducción electromagnética lineal para aprovechar el movimiento reciprocante del motor.
- Determinar la eficiencia global del sistema de aprovechamiento en relación a un esquema convencional de bombeo que opera mediante la combustión de gasolina.
- Analizar mediante CFD diferentes formas de calentamiento para el motor Stirling.

1.3 Estructura de la tesis

El presente trabajo se divide en 5 capítulos, de los cuáles en el Capítulo 1 se hace una descripción de la justificación y objetivos, en el Capítulo 2, denominado “Fundamentos teóricos” se describen los principios y la base teórica que respalda la matemática utilizada en el Capítulo 3 y Capítulo 4, en el Capítulo 3, denominado “Metodología”, se presenta la metodología propuesta y realizada para el dimensionamiento, la simulación así como programas desarrollados para el análisis del modelo final. Los resultados y la discusión se presentan en el capítulo 4, finalmente en el capítulo 5, se presentan las conclusiones y recomendaciones que se generan de este trabajo.

Universidad Juárez Autónoma de Tabasco.
México.

Capítulo 2

Fundamentos teóricos

En este capítulo se describen los modelos matemáticos, principios y metodología, necesarios para comprender la teoría que rige el comportamiento de cada uno de los componentes que conforman el sistema propuesto.

2.1 Revisión bibliográfica

La revisión bibliográfica desarrollada describe las investigaciones relacionadas con el presente trabajo, así como los fundamentos térmicos, eléctricos y mecánicos, empleados para la elaboración del presente trabajo.

2.1.1 Sistemas de concentración solar que suministran calor a motores Stirling empleados como elementos de cogeneración.

Alberti y Crema, (2014) realizaron el diseño del prototipo de un motor Stirling libre de pistón acoplado a un concentrador solar Cilindro-Parabólico mediante el uso de modelos y simulaciones, que permitieran tener la cogeneración de 3 kW de energía eléctrica, mediante el acoplamiento del motor Stirling a un campo de concentrador solar Cilindro-Parabólico construido para el proyecto “Distributed CHP (Combined Heat Power) Generation from Small Size Concentrated Solar Power (DiGeSPo Project)”, donde se realiza el calentamiento de agua para uso sanitario y de consumo en instalaciones deportivas, escolares y habitacionales, poniendo como limitante que la fuente de calor se encuentre en un rango de 200-300 °C, la metodología empleada fue realizar la optimización de los componentes, mediante el uso del análisis de Schmidt y el número de Beale.

Prinsloo, Dobson, y Mammoli, (2016) describieron el modelado de una sistema de cogeneración en Sudáfrica, donde se emplea un disco solar parabólico como fuente de concentración solar, para suministrar calor a un motor Stirling, y como resultado obtener agua caliente y energía eléctrica, de forma paralela analizaron el proceso mediante la plataforma de simulación TRNSYS, empleada para simular el comportamiento de sistemas transitorios. En dicha publicación se reportan 1kW de electricidad y 3kW de calor suministrado a la red de agua de la aldea.

Hafez *et al.*, (2016) realizaron el modelado y simulación de un motor Stirling acoplado a un disco parabólico con sistema de seguimiento solar, en el que se variaron factores de diseño tanto del disco parabólico (material reflejante, área de apertura de la parábola y distancia focal), con la finalidad de obtener 10kW de potencia de salida. Mediante el software MatLab, realizaron un código capaz de determinar la potencia de salida, considerando las variables del concentrador y las condiciones climáticas de acuerdo a la hora y mes del año. Concluyeron que con las restricciones de dimensiones no es posible alcanzar los 10kW, sino 9707 W, recomendando modificar las dimensiones y materiales con los que el motor Stirling puede ser manufacturado.

A pesar de no ser una fuente solar, Ulloa *et al.*, (2013) realizaron una adaptación de un motor Stirling al sistema de escape de gases de una camioneta VAN. En este caso el motor Stirling es suministrado con el calor de los gases producto de la combustión del motor de gasolina y de manera simultánea, generó electricidad, con la finalidad de almacenarla y utilizarla posterior o simultáneamente. Se obtuvo una generación eléctrica de hasta 120 kW h⁻¹, con una media de 80 kW h⁻¹. Como gas de trabajo en el interior del motor Stirling se utilizó nitrógeno, presurizado a 28 bar.

Lavinia, Cătălina, y Stoian, (2015) realizaron un estudio con aplicación doméstica donde el calor suministrado donde obtuvieron calor residual de una cámara de calefacción, buscando comparar la eficiencia del sistema, mediante análisis isotérmico (Schmidt), análisis adiabático (Finkelstein) y mediante método directo de termodinámica de velocidad finita contra la eficiencia experimental. En el que se resalta la precisión del método directo, cuyas diferencias se explican en las pérdidas consideradas por cada método.

Los trabajos descritos en esta sección son una muestra de la factibilidad del proyecto presentado, así como de proyectos similares, que aprovechan una fuente térmica para generar trabajo mediante motor Stirling generan electricidad principalmente, de igual forma resalta el hecho en que mediante una comparación de entradas, dimensiones y salidas es posible validar los modelos o prototipos comparados.

2.1.2 Cogeneración mediante inducción magnética.

Oros Pop *et al.*, (2014) realizaron los cálculos eléctricos en un sistema de cogeneración, utilizando un motor Stirling donde se acopla un generador lineal, del tipo embobinado fijo y elemento magnético en movimiento ubicado en el pistón. El motor empleado para los cálculos fue de 200 W, con una diferencia de temperatura de 180 K, calculado para 24 V y 10 Hz, concluyen que se requiere un embobinado de 3000 vueltas.

Feng *et al.*, (2016) investigaron el Generador Lineal Libre de Pistón (Free Piston Linear Generator), que consiste en un generador lineal acoplado a un motor Stirling, donde se aprovecha el movimiento recíprocante del pistón, y analizan las etapas de arranque en frío y el proceso intermedio, hasta su operación estable. Proponiendo diferentes posiciones de arranque en la carrera del pistón, y realizando la propuesta de una máquina de activación de embobinado una vez alcanzado el estado estable con respuesta de microsegundos, facilitando la operación estable en menor tiempo.

Jia *et al.*, (2018) realizaron el modelado y diseño de un prototipo de un generador lineal que incorpora la tecnología de un motor de Joule y un alternador lineal de imán permanente. El prototipo consta de un cilindro compresor y un cilindro de expansión cuyo vástago se encuentra conectado y

en el cual se localiza el generador lineal. Del prototipo encontraron que el movimiento del pistón describe una senoidal cuya amplitud de onda es de 51.0 mm y una frecuencia de 13 Hz, que aportan una potencia eléctrica a la salida de 4.4 kWe y una eficiencia de generación eléctrica de 30%. Los autores resaltan la importancia de la potencia de salida tanto de la expansión como eléctrica tienen relación lineal con la presión del sistema.

Las citas descritas en este capítulo establecen la factibilidad del aprovechamiento recíproco del motor Stirling, para generar un potencial eléctrico, mediante un generador lineal, así como establece un punto de partida para el modelado del sistema de generación eléctrica a desarrollar.

2.1.3 CFD's y prototipos realizados.

Almajri, Mahmoud y Al-dadah, (2017) analizaron la factibilidad de realizar modelados en CFD, pues analizaron un motor Stirling alfa, con la finalidad de mejorar su desempeño. Para el modelado modificaron temperaturas, porosidad de regenerador, alturas de áreas de enfriamiento, presiones internas, parámetros que contribuyeron a encontrar la máxima potencia obtenida, con la finalidad de desarrollar un motor V-alfa. La máxima potencia fue de 170 W considerando modificaciones en todos los parámetros.

Caughley *et al.*, (2016) realizaron la construcción de dos motores Stirling, para temperaturas criogénicas, el segundo con menor diámetro hidráulico y mayor área de contacto debido a las más altas velocidades. Se realizó el análisis CFD con la finalidad de entender la dinámica del fluido y la transferencia de calor para futuras mejoras de desempeño. Mediante el análisis CFD se pudo observar la sección en la que se encontraban las mayores velocidades y la ruta

de la transferencia de calor, lo cual resulto en la modificación de las dimensiones y áreas de contacto para obtener una mayor eficiencia.

Chen, (2016) condujo una investigación paramétrica de un motor Stirling en configuración gamma mediante el uso de CFD variando cuatro parámetros geométricos. Resalta que a pesar de existir pequeñas diferencias en las presiones internas o relaciones de compresión, el desempeño global del sistema, potencia y eficiencia, se ven afectados de manera proporcional.

2.2 Fundamentos Generales

A continuación, se describen los fundamentos y principios matemáticos necesarios para la determinación de la factibilidad del sistema propuesto, iniciando por la determinación del sistema hidráulico, siguiendo con el dimensionamiento de un motor Stirling para continuar con los métodos de concentración o colección solar y concluyendo con los fundamentos eléctricos del generador lineal.

2.2.1 Potencia hidráulica para bombeo

2.2.1.1 Potencia neta de bombeo

Para la determinación de la potencia requerida para realizar el trabajo de bombeo, se parte de la definición de potencia, expresada en la Ec. (1):

$$\text{Pot} = \frac{W}{t} = \frac{Fd}{t} = \frac{mgd}{t} \quad (1)$$

Siendo Pot la potencia expresada en [Watts], W el trabajo expresado en [Joules], t el tiempo expresado en [s], F la fuerza expresada en [N], d la

distancia expresada en [metros], m la masa expresada en [kg] y g la gravedad expresada en [$m\ s^{-2}$].

Posteriormente, después de multiplicar y dividir la fracción por volumen y la distancia convertirla en una altura equivalente, se tiene la Ec. (2).

$$Pot = \rho g H_{eq} q \quad (2)$$

Donde ρ es la densidad del fluido y se expresa en [$kg\ m^{-3}$], g es la gravedad y se expresa en [$m\ s^{-2}$], H_{eq} es la altura equivalente y se expresa en [m], q es la caudal del fluido y se expresa en [$m^3\ s^{-1}$].

2.2.1.2 Cálculo de las pérdidas de carga en una tubería.

La circulación de un fluido a través de una tubería conlleva rozamientos causados por la velocidad del fluido y la pérdida de presión, dicho rozamiento es una pérdida que debe ser considerada para el correcto dimensionamiento de una bomba hidráulica. Para determinar la altura equivalente se realiza una sumatoria de las pérdidas en el sistema, donde se consideran tres pérdidas, de acuerdo a la Ec. (3).

$$H_{eq} = H_{est} + H_{acc} + H_{long} \quad (3)$$

Donde; H_{eq} es la altura equivalente y se expresa en [m], H_{est} es la altura estática y se expresa en [m], H_{acc} es la altura equivalente por accesorios y se expresa en [m] y H_{long} es la altura equivalente por longitud y se expresa en [m].

La altura estática (H_{est}) se debe a la diferencia de alturas, la altura equivalente (H_{acc}) debida a los codos es obtenida mediante tablas de acuerdo al diámetro de la tubería y material y la tercera (H_{long}) fue obtenida mediante método de Hazen-Williams. Este último es válido solamente para el agua que fluye en las

temperaturas ordinarias (5 °C - 25 °C). La fórmula, descrita en la Ec. (4), es sencilla y su cálculo es simple debido a que el coeficiente de rugosidad "C" no es función de la velocidad ni del diámetro de la tubería. Es útil en el cálculo de pérdidas de carga en tuberías para redes de distribución de diversos materiales, especialmente de fundición y acero:

$$H_{long} = \frac{10.674 L q^{1.852}}{C^{1.852} D^{4.871}} \quad (4)$$

Donde L es la longitud de la tubería expresada en [m], C , es el coeficiente de rugosidad valor adimensional (140 para tubería de PVC) y D , es el diámetro interno de la tubería expresado en [m].

2.2.1.3 Principio de conservación de la energía.

El principio de la conservación de la energía describe el comportamiento de un fluido moviéndose a lo largo de una corriente de agua, dicho fluido consta de tres componentes, la energía cinética, la potencial y la energía del flujo, relacionadas con la velocidad, la altura y la presión del fluido respectivamente. El principio es descrito por la ecuación de Bernoulli, que para dos puntos está representada en la Ec. (5).

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 + \rho g h_1 = P_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \rho g h_2 \quad (5)$$

Donde P_1 y P_2 son las presiones expresadas en [Pa] en los puntos 1 y 2, v_1 y v_2 son las velocidades lineales expresadas en [m s⁻¹] en los puntos 1 y 2, g es la gravedad expresada en [ms⁻²], h_1 y h_2 son las alturas con respecto a una referencia expresadas en [m] en los puntos 1 y 2.

Para aplicar la ecuación, se deben realizar los siguientes supuestos:

1.- Viscosidad (fricción interna) = 0 Es decir, se considera que la línea de corriente sobre la cual se aplica se encuentra en una zona 'no viscosa' del fluido.

2.- Caudal constante

3.- Flujo incompresible, donde ρ es constante.

4.- La ecuación se aplica a lo largo de una línea de corriente.

A la diferencia de presión de entre dos puntos definidos de un circuito hidráulico se le llama NPSH que es un acrónimo de Net Positive Suction Head, también conocido como ANPA (Altura Neta Positiva en la Aspiración) y CNPA (Carga Neta Positiva en Aspiración).

2.2.1.4 Selección y Dimensionamiento de la bomba de pistón

Para el proceso de bombeo de agua existen varios tipos de bombas, descritas en el Figura 3, sin embargo, dentro de los factores a considerar para la selección se encuentran el fluido a transportar, las eficiencias, el mantenimiento, las presiones, velocidades y caudal necesario.

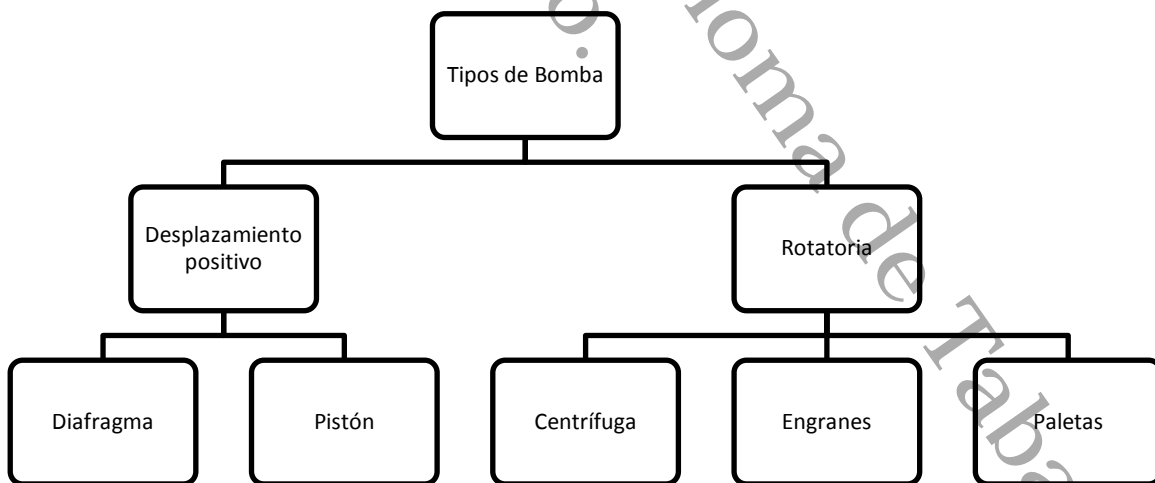


Figura 3. Tipos de bomba para bombeo de líquidos, Tchobanoglous, (1996).

A continuación en la Tabla 2, se presenta la comparación de los parámetros de operación de las bombas de desplazamiento positivo y rotatorias para la selección; Heald y Cameron, (1983); Hovstadius, (2001); Kriebel, (2000); Stephen, (2000).

Tabla 1. Comparativo Bombas Rotatorias vs Bombas de desplazamiento positivo.

Parámetro	Bomba rotatoria	Bomba de desplazamiento positivo
Principio de operación	Adición de energía cinética al fluido como resultado de la rotación del impeler o impulsor.	Cambio de volumen en una cámara, donde la entrada y la salida están restringidas mediante válvulas anti retorno o "check" que aseguran la dirección de flujo del fluido.
Capacidad y Presión	Capacidad y presión proporcionales al diámetro del impulsor y velocidad de giro. Grandes pérdidas por fricción entre la salida y entrada.	Capacidad y presión proporcionales a la carrera y diámetro del pistón. Uso para aplicaciones donde se requieren altas presiones. Generalmente los cambios de velocidad no afectan la presión de salida.
Eficiencia General	Se tienen pérdidas volumétrica, hidráulica y mecánica. Rango de Eficiencia general entre 30-60%, dependiendo de condiciones de operación y diseño de la bomba.	Solo se tienen pérdidas volumétricas y mecánicas. Eficiencia generalmente superior al 85%.
Características de bombeo	Flujo estable.	Flujo variable a la descarga, que causa fluctuación en la presión, se recomienda la instalación de dispositivos supresores de pulsación.

La bomba de desplazamiento positivo fue seleccionada debido a las características que presenta en cuanto a eficiencia, aunado a que requiere de un movimiento recíprocante como el causado por el motor Stirling Libre de Pistón.

Para el dimensionamiento y diseño de la bomba de pistón, se requiere el caudal que será transportado por la bomba, puede ser determinado por la Ec. (6)

$$q = ALf \quad (6)$$

Donde A es el área de pistón de bomba expresada en $[m^2]$, L es la carrera de pistón de bomba expresada en $[m]$ y f es la frecuencia, duración del ciclo expresada en $[1 s^{-1}]$.

2.2.2 Dimensionamiento de motor Stirling libre de pistón

El motor Stirling libre de pistón (Pistón Free Stirling Engine PFSE) fue seleccionado debido a que no opera acoplado a ningún mecanismo cinemático entre sus componentes y un eje de rotación, sus componentes se mueven en respuesta a la expansión del gas dentro del cilindro y a la acción de un resorte acoplado al pistón, lo cual propicia el movimiento recíprocante, Stirling International - Configurations, (2006).; Vineeth, (2008).

La falta de mecanismos cinemáticos, fricción en las paredes y precisión en dimensiones, hacen de este tipo de motores una opción factible, por su sencillez de manufactura y poco mantenimiento requerido. Estas cualidades que favorecen la continua operación, por largos periodos de tiempo y un amplio rango de temperaturas de operación, que va desde una diferencia de $30^{\circ}C$ hasta $300^{\circ}C$, ya que la selección del elemento elástico dependerá de la diferencia de temperaturas en los extremos del cilindro.

Dentro de las principales ventajas del motor Stirling Libre de pistón, se encuentran las siguientes:

- a) Reducidas cargas laterales debidas a la fricción entre el pistón y la pared del cilindro.
- b) EL PFSE funciona por un proceso dinámico de resonancia, la cual es relativamente constante, por lo que tiene un efecto de autoarranque.
- c) Motor auto regulable.

2.2.2.1 Cálculo de la potencia de salida del motor Stirling

William Beale, (Senft) simplificó el análisis termodinámico de un motor Stirling, determinando la potencia de salida mediante la Ec. (7).

$$P_{\dot{o}t} = N_B P_{\text{media}} f V_p \quad (7)$$

Siendo $P_{\dot{o}t}$ la potencia de salida expresada en [W], N_B es el número de Beale con valores entre 0.11 y 0.15, P_{media} es la presión media en el ciclo expresada en [bar] y V_p es el volumen de desplazamiento del pistón expresado en [cm³].

Sin embargo, Walker, Graham (1985), a partir de realizar análisis gráfico de diversos motores Stirling, observó una variación del número de Beale que relacionó con la temperatura, basándose y modificando la Ec. (7) de Beale e introduciendo el número de West "F" el cual relaciona las temperaturas de operación con la potencia de salida, descrito en la Ec. (8):

$$P_{\dot{o}t} = Ff V_p P_{\text{media}} \frac{T_H - T_K}{T_H + T_K} \quad (8)$$

Siendo F es el número de West con valores entre 0.25 y 0.35, T_H y T_K son las temperaturas caliente y fría y están expresadas en [K].

2.2.3 Fundamentos de concentración solar

El sol es una esfera de plasma caliente, que se encuentra a una temperatura aproximada de 6300 K, Duffie y Beckman, (2013) capaz de emitir energía mediante la radiación solar. La cantidad de energía que llega a la atmósfera terrestre, a pesar de la distancia del sol, es de $1\ 367\ \text{W m}^{-2}$ y de $900\ \text{W m}^{-2}$ en la superficie terrestre, con una variación de $\pm 3\%$ debido a la elipticidad de la órbita terrestre. Para el estado de Tabasco, de acuerdo con la Secretaría de Energía (SENER) se tiene un promedio de Irradiación Global de $5.76\ \text{kWh m}^{-2}\ \text{día}^{-1}$, Gerencia de Energías No Convencionales, (2011).

A través de los concentradores solares es posible focalizar la luz solar y transformarla en energía térmica, a un punto o área específicos. Existen cuatro tipos de concentradores solares térmicos: Cilíndrico o Canal Parabólico, Torre Central, Disco Parabólico y Lente de Fresnel, siendo el Sistema de Torre Central considerado como de alta temperatura, mientras que los demás son considerados como de mediana temperatura (250 a 450°C), Alberti y Crema, (2014); Wang *et al.* (2016).

2.2.3.1 Colector o Concentrador de Torre Central

Se considera un sistema de concentración de alta temperatura conformado por un conjunto circular de heliostatos que concentran la luz solar en un receptor central montado en una torre central (Figura 4), se han reportado temperaturas superiores a los $1\ 000\ ^\circ\text{C}$, Rubbia, (2006).

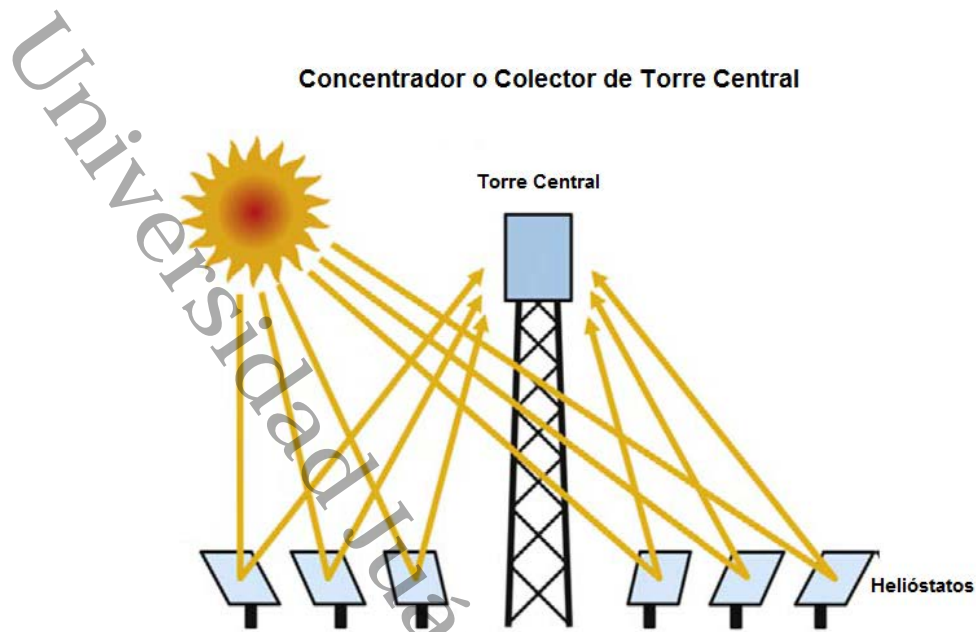


Figura 4. Funcionamiento del Concentrador o Colector de Torre Central, (Fuqiang *et al.*).

2.2.3.2 Colector Cilíndrico o Canal Parabólico

Los colectores Cilíndricos o Canales Parabólicos (Figura 5) son concentradores de foco lineal que al igual que los demás tipos de concentradores transforma la energía solar en energía térmica, mediante la concentración de la luz solar en tubos receptores (tubo de absorción) ubicado en la línea focal de la parábola, reportando temperaturas cercanas a los 500°C, Fuqiang *et al.*, (2017).

Concentrador o Colector Cilindro Parabólico

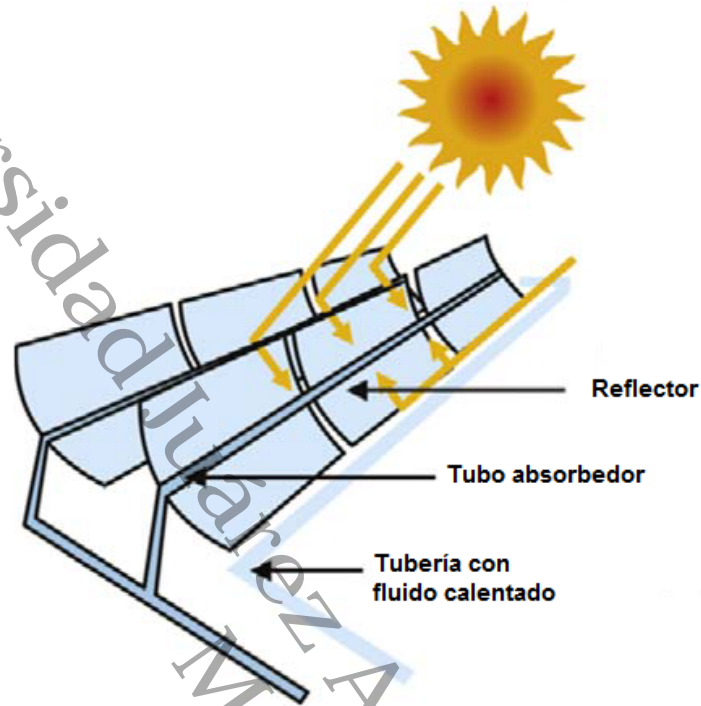


Figura 5. Funcionamiento del Concentrador o Colector Cilindro Parabólico, (Fuqiang *et al.*).

Por el interior del tubo absorbedor de calor circula un fluido, en este caso aceite térmico (Anexo A), que mediante una bomba se hace circular hacia el enchaquetado de la zona caliente del motor Stirling.

2.2.3.2.1 Tasa de concentración solar en un Sistema de Concentración Solar Cilindro Parabólico.

La tasa de concentración solar es la relación que existe entre la densidad de radiación incidente y la utilizada por el absorbedor o colector, en términos de áreas descrita en la Ec. (9):

$$C = \frac{A_i}{A_a} \quad (9)$$

Donde; C representa la tasa de concentración solar, A_i es el área de superficie incidente expresada en $[m^2]$ y A_a es el área de la superficie del absorbedor expresada en $[m^2]$.

En la Figura 6 se muestran los rangos de temperatura y las razones de concentración de casos prácticos para diferentes métodos de concentración solar. Donde la curva de "Límite inferior" representa las razones de concentración a las que las pérdidas térmicas son iguales a la energía absorbida; mayores razones resultan en ganancia útil. La región sombreada corresponde a eficiencias de colección de 40 a 60% y representan un rango probable de operación. Los valores varían de acuerdo a las condiciones donde se realice la medición.

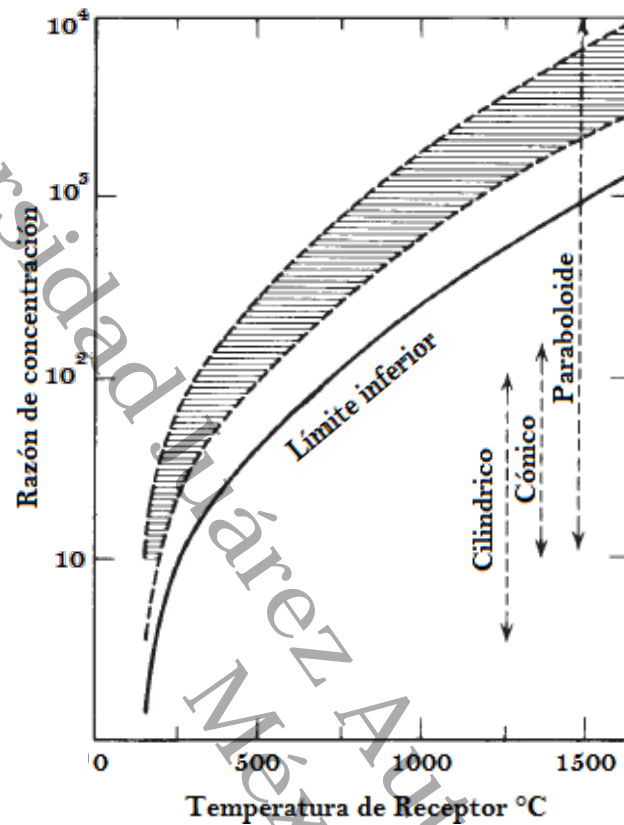


Figura 6. Relación entre la razón de concentración y la temperatura del receptor. Duffie y Beckman, (2013).

2.2.3.3 Colector o Concentrador Disco Parabólico

Consta de un reflector parabólico en forma de disco que concentra los rayos solares en el punto focal del disco (Figura 7), reportando hasta temperaturas cercanas a los 900 °C, Hafez *et al.* (2016).

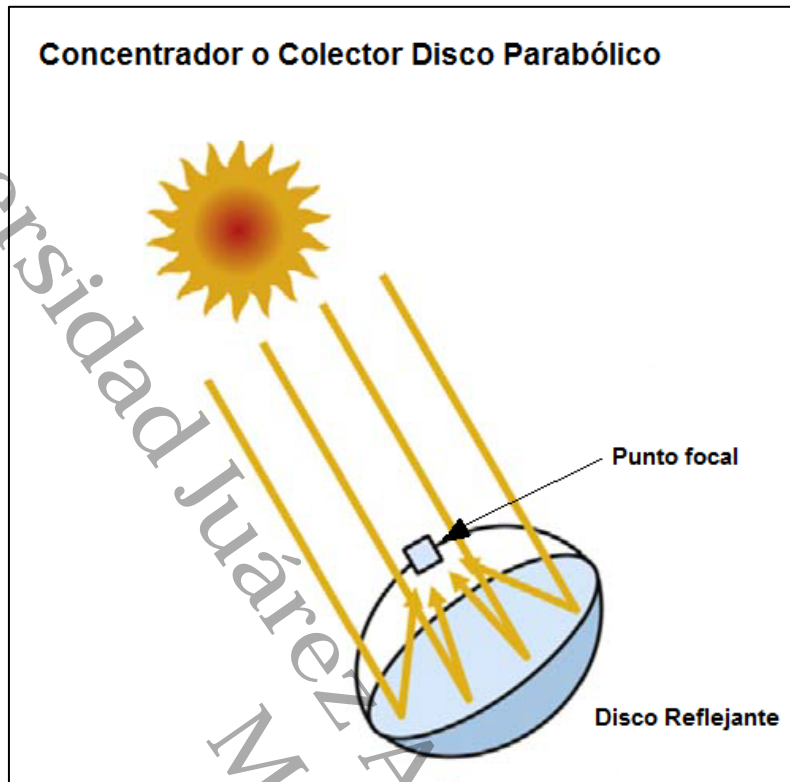


Figura 7. Funcionamiento del Concentrador o Colector Disco Parabólico
Fuqiang *et al.*, (2013).

2.2.3.4 Lente de Fresnel

El Lente de Fresnel (Figura 8) es un vidrio o plástico plano por una cara y con una serie de anillos concéntricos de sección triangular convexa en la otra cara manufacturado de tal forma que al incidir rayos de luz estos se comporten como si atravesaran lentes plano-convexas. Con la ventaja de ser un elemento plano y ligero en comparación con la lente convexa. Se han realizado pruebas en las que mediante lentes de Fresnel se tiene temperaturas de 350°C Kumar, Shrivastava, and Untawale (2015), sin embargo, dependiendo de la calidad y material puede llegar hasta los 600°C, Udawant R. R.,(2013); Mohite, (2016); Xie *et al.*, (2011).

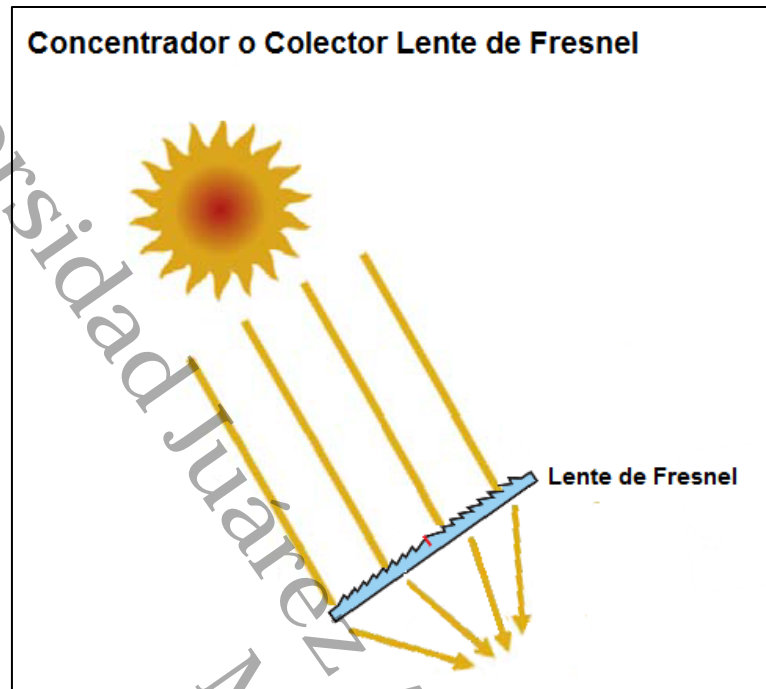


Figura 8. Ilustración del funcionamiento del Concentrador o Colector Lente de Fresnel, Fuqiang *et al.* (2017).

2.2.3.4.1 Ecuación fundamental de calorimetría

La ecuación fundamental de la calorimetría, relaciona la masa, las propiedades térmicas del cuerpo y la temperatura a la que se encuentra, con el calor que este recibe, descrita en la Ec. (10)

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p\Delta T \quad (10)$$

Donde; \dot{Q} representa el flujo de calor expresado en [W], \dot{m} representa el flujo másico en el absorbedor o receptor expresado en [kg s^{-1}], c_p representa el calor

específico expresado en $[\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$ y ΔT representa el diferencial de temperaturas $[\text{°C}]$.

2.2.3.4.2 Ley de Fourier

La Ec. (11) representa la Ley de Fourier, que establece la cantidad de calor que fluye a través de una superficie, debido a la diferencia de temperaturas.

$$Q = A_s k \Delta T \quad (11)$$

Donde; Q representa el flujo de calor expresado en $[\text{W}]$, A_s representa el Área superficial expresado en $[\text{m}^2]$, k representa el Coeficiente de conductividad térmica expresado en $[\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}]$ y ΔT representa el Incremento de temperatura expresado en $[\text{°C}]$.

2.2.4 Fundamentos eléctricos del generador lineal

2.2.4.1 Inducción magnética lineal

La inducción magnética es el proceso mediante el cual los campos magnéticos, generan campos eléctricos, debido a la presencia de una variación del campo magnético, tal como se observa en la Figura 9. El principio del generador lineal, consiste de un elemento magnético que se traslada de forma recíproca a lo largo de un eje dentro de un embobinado, dicha interacción del campo magnético y el embobinado genera un campo eléctrico, con potencial eléctrico aprovechable.

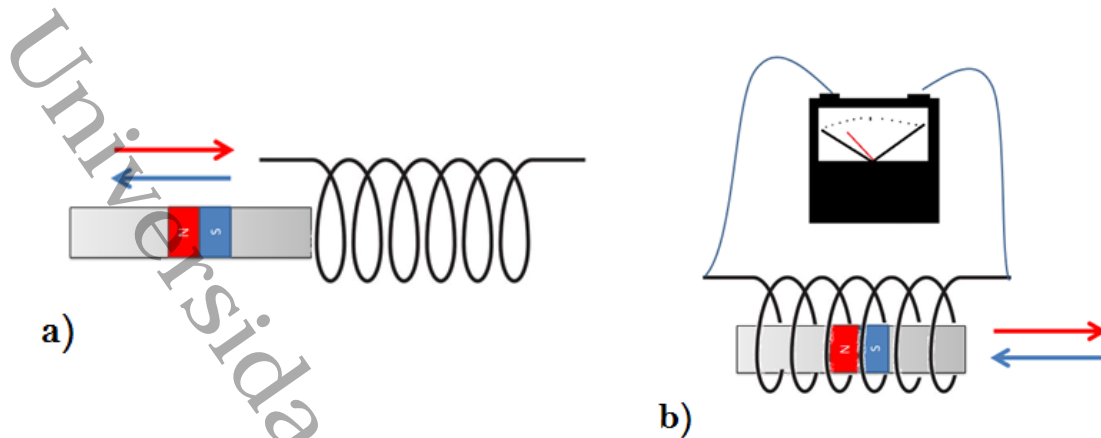


Figura 9. a) Elementos de un generador lineal. b) Movimiento recíprocante del elemento magnético a través del bobinado, generando un campo eléctrico.

Fuente propia.

2.2.4.2 Ley de Faraday

Cuando un flujo variable atraviesa una espira, se induce en esta una tensión directamente proporcional a la razón de cambio del flujo con respecto al tiempo, lo cual es expresado por la Ec. (12):

$$e_{ind} = -N \frac{d\phi}{dt} \quad (12)$$

Donde e_{ind} representa la tensión inducida en la bobina expresada en [V], N representa el número de vueltas de conductores en la bobina y ϕ representa el flujo que atraviesa la bobina expresado en Teslas [T].

2.2.4.3 Ley de Lenz y la fuerza electromotriz de movimiento

La ley de Lenz considera una varilla conductora (espira) rectilínea que viaja con velocidad constante a través de una región donde existe un campo magnético

uniforme B representada en la Figura 10, Barbero, (2004), dicha interacción genera una fuerza electromotriz, siendo este uno de los casos de estudio de la inducción magnética.

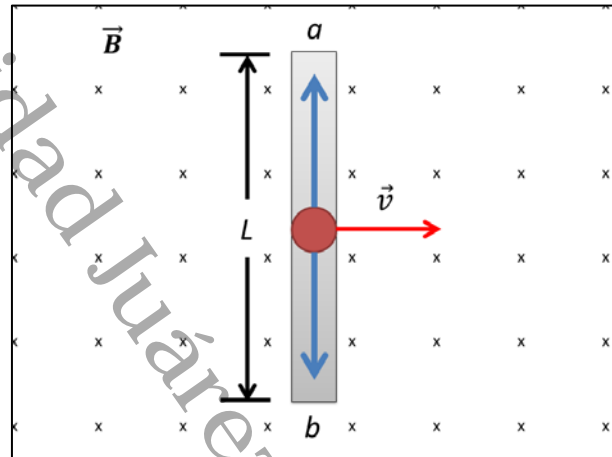


Figura 10. Barra de longitud L que se mueve con una velocidad a través de un campo magnético B perpendicular a la barra y a v , induciendo una FEM.

En la Figura 9 se observa la varilla moviéndose en dirección perpendicular al campo magnético B , para usos prácticos, se puede describir este fenómeno como la variación del flujo magnético con respecto al tiempo. Sin embargo, el campo magnético es constante y la variación se debe al desplazamiento de la barra, por lo que puede ser expresado como la distancia que recorre por unidad de tiempo multiplicado por el campo magnético y por la longitud de la barra, lo cual se representa en la Ec. (13).

$$\varepsilon = -N \frac{d\theta_B}{dt} = -NBL \frac{dx}{dt} = -NBLv \quad (13)$$

Donde ε representa la FEM inducida, expresada en [V], N representa el número de vueltas de conductores en la bobina B representa la magnitud del campo magnético expresado en [T], L representa la longitud de la varilla en el campo

magnético expresada en [m] y v representa la velocidad del desplazamiento de la barra expresada en $[m\ s^{-1}]$

2.2.5 Simulación y Análisis Computacional

2.2.5.1 Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)

La dinámica de fluidos computacional (CFD por sus siglas en inglés) es una herramienta computacional para simular el comportamiento de sistemas que involucran flujo de fluidos, transferencia de calor y otros procesos relacionados. Funciona resolviendo las ecuaciones del comportamiento del fluido de acuerdo a las condiciones de frontera de la región con la que colinda. En la Figura 11 se observa el proceso para realizar la simulación mediante CFD.

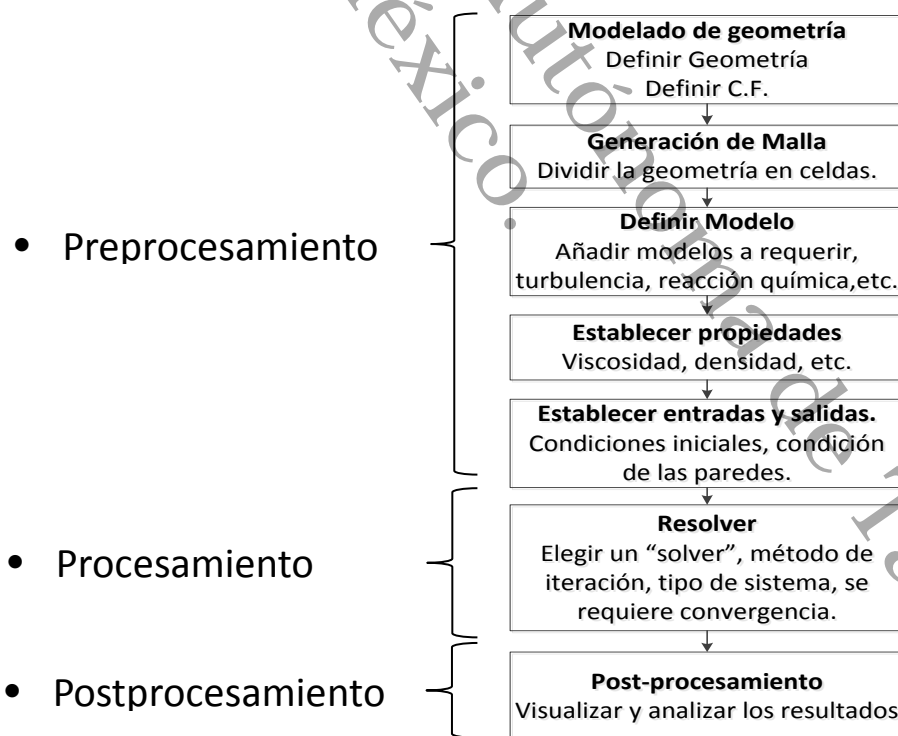


Figura 11. Pasos en la simulación CFD, Andersson *et al.* (2012)

2.2.5.2 Mallado

Las mallas se clasifican de acuerdo a los tipos de elementos presentes en ellas, en 2D pueden ser triangulares o cuadradas, como se muestra en la Figura 12, dependiendo de la figura y de los elementos por los que esté compuesta. Dentro de las recomendaciones de mallado, se encuentra:

- Contar con al menos dos elementos a través del espesor de un sólido o paso de fluido.
- Malla triangular representa mayores tiempos de procesamiento, pues es el doble de elementos a una malla cuadrada, sin embargo, ofrece mayor precisión debido a su adaptabilidad.
- Es recomendable refinar malla en zonas de especial interés, o donde puede haber una recirculación o espacios reducidos.

Todos los programas para análisis de CFD permiten analizar la malla y conocer la calidad de la misma, Andersson et al., (2012).

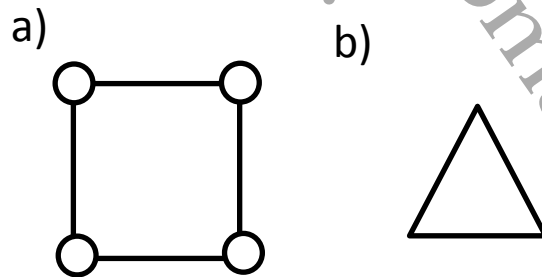


Figura 12. Tipos de malla en 2D. a) Malla rectangular. b) Malla triangular.

2.2.6 Análisis de Eficiencia y reducción en emisión de CO₂

Para determinar la eficiencia del sistema, se realiza mediante la fórmula de la eficiencia, descrita en la Ec. (14):

$$\eta = \frac{U_{generada}}{U_{suministrada}} = \frac{(W+Q+E)_{generada}}{(W+Q)_{suministrado}} = \frac{(W_{Bomba}+E_{eléctrica})_{generada}}{(Q)_{suministrado}} \quad (14)$$

Donde; η es la eficiencia del sistema, $U_{generada}$ es la energía generada por el sistema, expresada en [W], $U_{suministrada}$ es la energía suministrada al sistema, expresada en [W], W es el trabajo expresado en [W], Q es el calor expresado en [W] y E es el potencial eléctrico expresado en [W].

Finalmente, para determinar las emisiones de CO₂ se utilizó el cálculo emitido por la Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales (SEMARNAT), que establece la cantidad de CO₂ MWh⁻¹ emitida cuando el proveedor es la Comisión Federal de Electricidad (CFE), que es de **0.454 toneladas de CO₂ MWh⁻¹**, de acuerdo con el aviso para el reporte del Registro Nacional de Emisiones en el Anexo B.

Capítulo 3

Metodología

En este capítulo se presenta la metodología a emplear, la cual consiste en que, a partir de los requisitos de bombeo, se determinen las dimensiones de la bomba de pistón, el motor Stirling y el sistema de concentración solar, para finalmente determinar el potencial eléctrico que genera el sistema de inducción y calcular la eficiencia global del sistema.

3.1 Metodología de diseño

El diseño y dimensionamiento de los dos sistemas se realizó de acuerdo a lo que se muestra en el diagrama de la Figura 13. Donde se observa la interacción y la relación de los diferentes sistemas, así como, la importancia de determinar cada variable para realizar un correcto dimensionamiento de los componentes.

Metodología de diseño

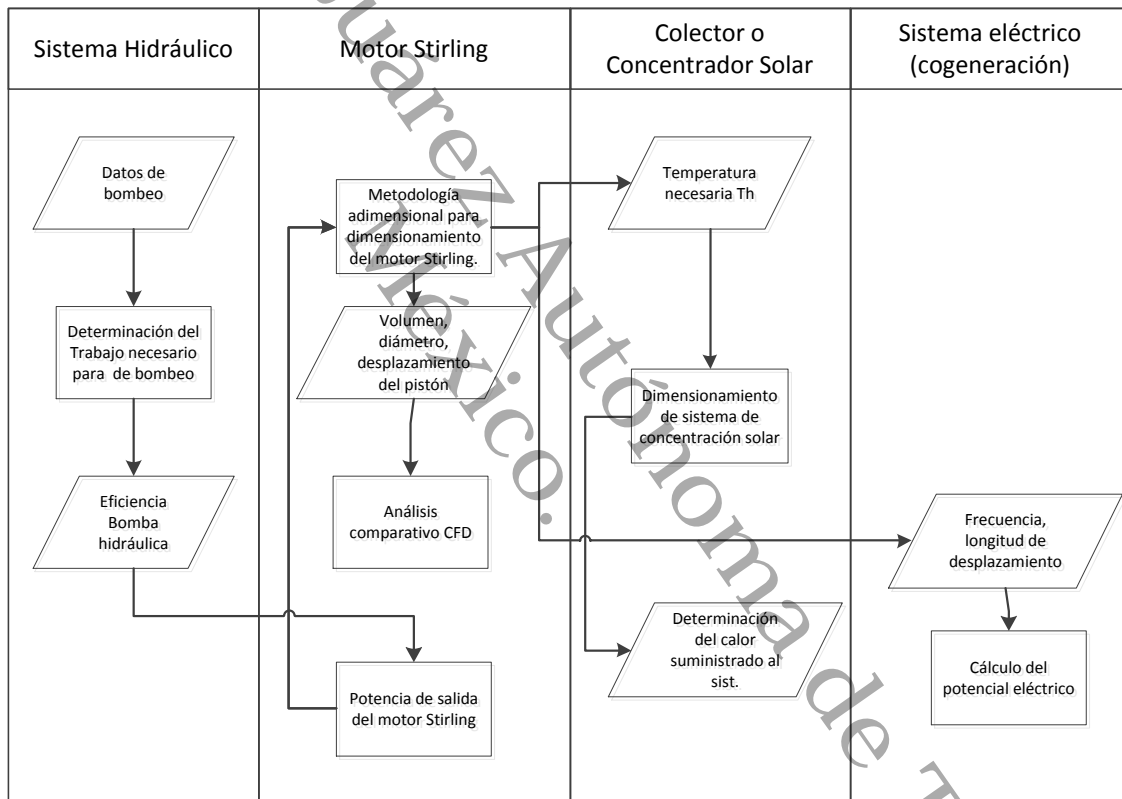


Figura 13. Proceso de diseño y dimensionamiento del sistema térmico de cogeneración.

3.2 Sistema Hidráulico

Partiendo de las condiciones de bombeo (altura de bombeo, la profundidad del pozo, el diámetro de tubería, el tiempo necesario de bombeo y el flujo volumétrico de agua a bombear), establecidos en la Tabla 2, para determinar la potencia necesaria para realizar el trabajo de bombeo, y mediante la eficiencia de la bomba a emplear, se determinó la potencia que se debe suministrar a la bomba para realizar el trabajo de bombeo.

Tabla 2. Valores de las restricciones para el diseño del modelo.

Magnitud	Valor
Profundidad de pozo	45 m
Altura de tanque elevado	15m
Longitud horizontal	10 m
Diámetro de tubería	2" =0.0508 m
Tiempo de operación	5.18 h
Capacidad tanque elevado	15,000 l
Caudal volumétrico	2.895 m ³ h ⁻¹

Los valores considerados en la Tabla 3, el valor de la profundidad de los pozos acuíferos es establecida, partiendo de los datos hallados en los manuales de agua potable (Comisión Nacional del Agua) y la altura del tanque elevado es obtenida del Manual de alcantarillado y Bombeo de agua de Tchobanoglous, (2013), la tubería es considerada partiendo de la usada comercialmente. Para el tiempo de operación se considera la media anual de energía solar aprovechable, estimada por el Instituto de Investigaciones Eléctricas (Eléctricas), la cantidad de agua requerida por 100 habitantes al día es

establecida a partir del estimado de uso diario publicado por la Comisión Nacional del Agua Comisión Nacional del Agua, (2017).

Para el dimensionamiento de la bomba de pistón se requiere conocer la carrera del pistón del motor Stirling, ya que el vástago de la bomba se encuentra acoplado al pistón, por lo que una vez determinada la distancia y frecuencia del desplazamiento del pistón se determinó el diámetro de la bomba de pistón mediante la Ec. (6).

3.3 Motor Stirling

Por el sistema propuesto, la potencia que debe suministrarse a la bomba, es la potencia de salida del motor Stirling, es así que conociendo la potencia de salida del motor Stirling y relacionándola con las ecuaciones de Beale y Williams Ec. (7) y (8) se propuso la metodología descrita en la Figura 14. Donde se utilizan los números de Beale y West para determinar el rango de temperaturas suministradas al motor Stirling para operar a la potencia de salida deseada.

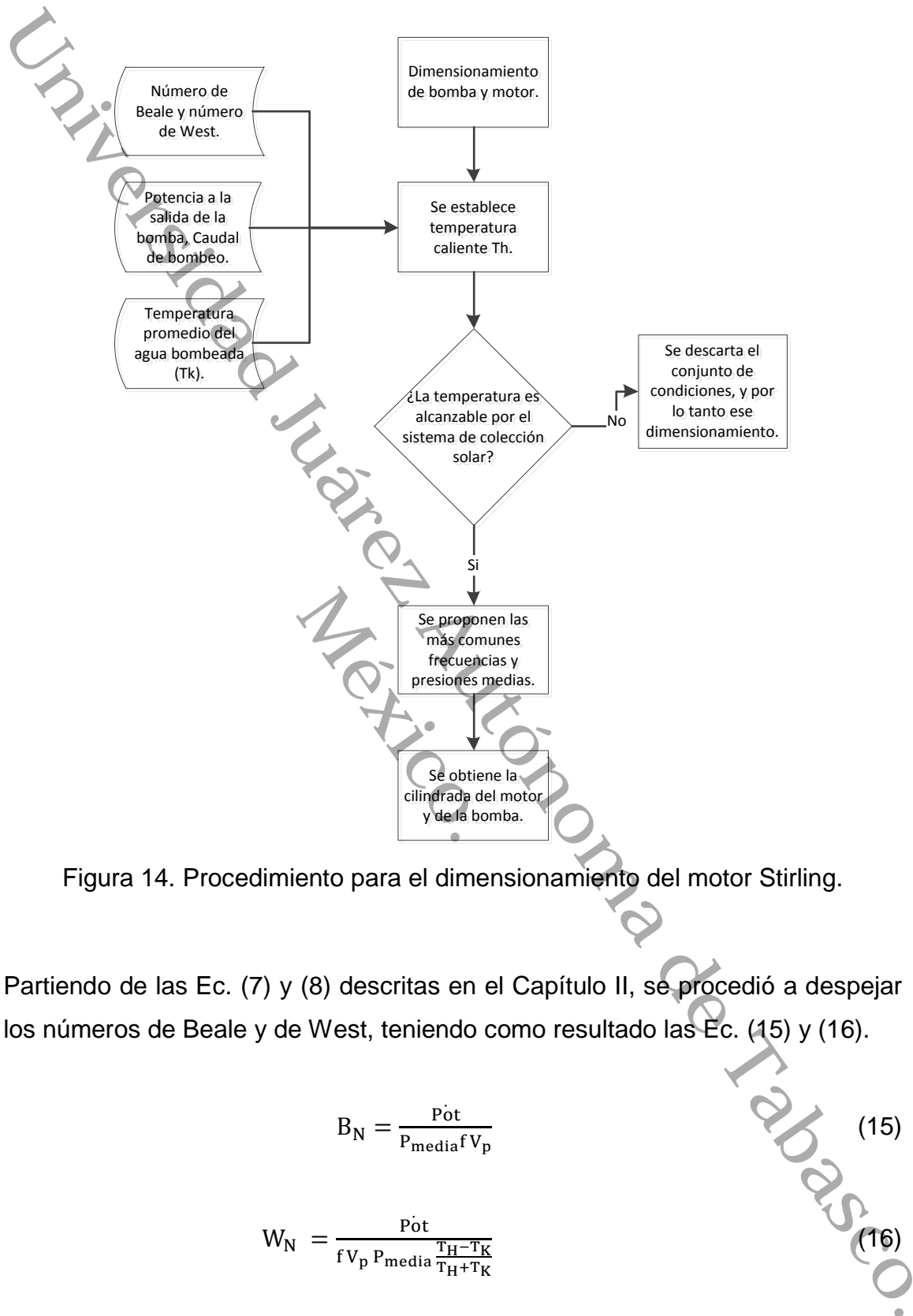


Figura 14. Procedimiento para el dimensionamiento del motor Stirling.

Partiendo de las Ec. (7) y (8) descritas en el Capítulo II, se procedió a despejar los números de Beale y de West, teniendo como resultado las Ec. (15) y (16).

$$B_N = \frac{Pot}{P_{media} f V_p} \tag{15}$$

$$W_N = \frac{Pot}{f V_p P_{media} \frac{T_H - T_K}{T_H + T_K}} \tag{16}$$

Donde se puede sustituir el número de Beale en la Ec. (16), para tener la Ec. (17);

$$W_N = \frac{B_N (T_H + T_K)}{T_H - T_K} \quad (17)$$

Conociendo el rango de valores que existen para el número de Beale, el número de West y la temperatura que se tendrá en la zona fría del motor Stirling, es posible despejar T_H y realizar una corrida con los diversos valores para determinar el rango de temperaturas necesarias para asegurar la operación del motor, combinando los diferentes valores de los números de Beale y West, generando un rango de temperaturas para la operación.

Después se realizó un comparativo entre las temperaturas requeridas y las temperaturas que pueden alcanzar los sistemas de concentración solar, en este caso se seleccionó la menor que es alcanzable con ambos métodos de concentración solar.

Como parte final del método adimensional, se proponen la frecuencia y presión media y se obtienen como resultado la velocidad del pistón, carrera y volumen del cilindro.

Adicionalmente, con los datos obtenidos del dimensionamiento se simuló en *ANSYS 2019 Academic* los dos métodos de calentamiento, mediante lente de Fresnel y el concentrador o colector cilindro parabólico. Siendo el primero de ellos un calentamiento focal y en el segundo un calentamiento mediante encaquedado. En la Figura 15, se observan las fuentes de temperaturas en el proceso.

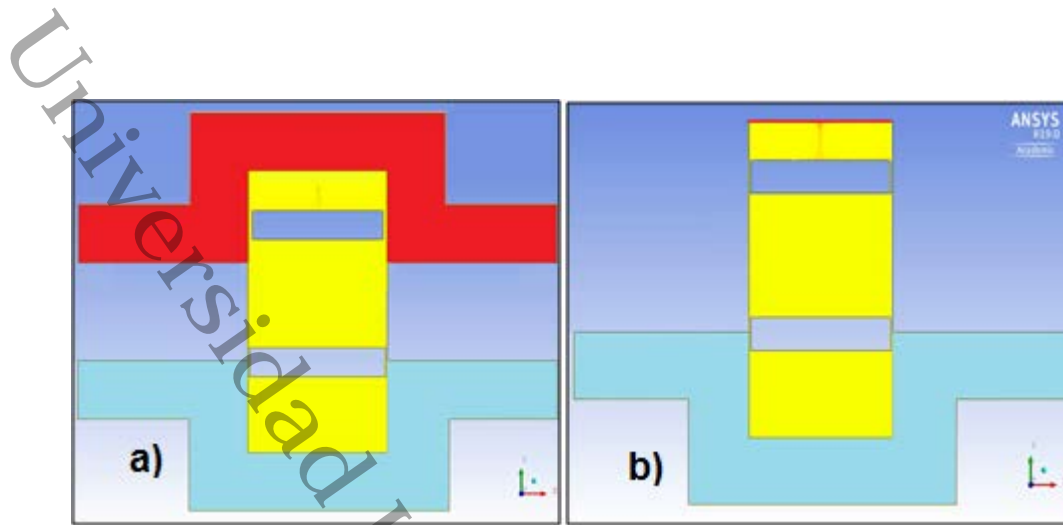


Figura 15. Métodos de calentamiento del motor Stirling. a) Enchaquetado, calentamiento mediante Concentrado Cilindro Parabólico. b) Focal, calentamiento mediante Lente de Fresnel.

3.4 Colector o Concentrador Solar

Una vez obtenida la temperatura o rango de temperaturas requeridas a suministrar al motor Stirling, se procedió a realizar el dimensionamiento del sistema de concentración. Mediante las ecuaciones de calorimetría, Ley de Fourier Ec. (10) y (11) y para el Concentrador Cilindro Parabólico la Ec. (9), tasa de concentración solar.

Una vez obtenida el área de concentración solar, de cada uno de los sistemas propuestos, fue posible determinar la cantidad de calor suministrado al sistema, que se utilizó posteriormente para determinar la eficiencia del sistema.

3.5 Sistema eléctrico (generado lineal)

El sistema propuesto aprovecha el movimiento alternante del pistón de potencia del motor Stirling, se considera incorporar un imán en la conexión entre el pistón de potencia del motor Stirling y el vástago de la bomba de pistón. Por lo que al

colocar un embobinado perpendicular a las líneas imaginarias del campo magnético, mediante el principio de inducción magnética, se tendrá un potencial eléctrico. El potencial eléctrico es establecido de 12 Volts para su aprovechamiento, adicionalmente para obtener dicho potencial eléctrico es necesario conocer la velocidad, longitud de desplazamiento, frecuencia (determinados en el dimensionamiento del motor Stirling) y el campo magnético del imán, para calcular la cantidad de espiras del alambre comercial previamente seleccionado que generarán la cantidad de energía necesaria.

3.6 Eficiencia del sistema

Para determinar la eficiencia del sistema se determinó la cantidad de energía suministrada, en este caso solo el calor en el receptor, y se comparó contra la energía generada, en este caso el trabajo de la bomba y el potencial eléctrico, despreciando la energía térmica, ya que no se aprovecha en el sistema.

Capítulo 4

Resultados y Discusión.

En este capítulo se presentan los resultados para el diseño, análisis y simulación del sistema térmico de cogeneración y la discusión respectiva para determinar su viabilidad

4.1 Potencia de bombeo

Para el cálculo de la potencia fue necesario establecer las pérdidas por fricción, por accesorios y las estáticas, cuya sumatoria son las pérdidas totales o carga total.

Por lo tanto, empleando la Ec. (4), con los datos de la Tabla 3, se calcula la pérdida de carga por fricción, considerando la longitud total de la tubería que es de 70 m:

$$H_{long} = \frac{10.674Lq^{1.852}}{C^{1.852}D^{4.871}} = \frac{(10.674)(70)(0.8043)^{1.852}}{140^{1.852}0.0508^{4.871}} = 0.2960 \text{ m}$$

Y para determinar las pérdidas de carga por accesorios, se utilizó el factor de altura equivalente por accesorios para una tubería de PVC de 2" de diámetro, que es de 1.7 m por codo, Cengel y Cimbala, (2016) y en el diseño se contemplan 4, de acuerdo con la Figura 1.

$$H_{acc} = (4)(1.7) \text{ m} = 6.8 \text{ m}$$

Por otra parte, la carga por altura estática es de 60 m recordando la profundidad del pozo y la altura del tanque de almacenamiento descritos en la Figura 1, por lo que la altura equivalente es obtenida por la Ec. (3):

$$H_{eq} = H_{est} + H_{acc} + H_{long} = 60 + 6.8 + 0.296 = 67.096 \text{ m}$$

Finalmente, de la Ec. (2) se determinó la potencia necesaria para realizar el trabajo:

$$\text{Pot} = \rho g H q = \frac{(996.95)(9.81)(67.096)(0.8043)}{1000} = 527.785 \text{ W}$$

Producto del programa se obtiene que la potencia necesaria para realizar el trabajo de bombeo fue de 527.78 W, es decir 0.7077 HP.

Mediante el conocimiento de la eficiencia de la bomba de pistón, que es en promedio de 85% Wu (2005); Stephen, (2000) se determina la potencia necesaria a suministrar a la bomba de pistón, que es la potencia neta de salida del motor Stirling.

$$Pot_s = \frac{Pot_N}{\eta} = \frac{527.78W}{0.85} = 620.91 W$$

De la Ec. (5) se considera h_1 como la referencia, por lo que será $h_1=0m$, y $h_2=60$ m, debido a que se considera la misma tubería antes y después de la bomba, el agua es un fluido no compresible y se realiza el análisis para una bomba de desplazamiento positivo, v_1 y v_2 serán iguales, por lo que, los términos $\frac{1}{2}\rho v^2$ se cancelan, con lo que se tiene:

$$P_1 - P_2 = \rho gh_2$$

Donde se conoce la densidad, la gravedad y la altura de la columna, con lo que se tiene que la diferencia de presiones será:

$$P_1 - P_2 = NPSH = (996.95)(9.81)(60) = 586.80 KPa$$

Conociendo la NPSH, es conocer la presión mínima requerida para evitar la cavitación.

Al multiplicar la presión por el caudal previamente establecido de 0.8043 l s^{-1} , se obtiene la potencia mínima requerida sin considerar pérdidas por fricción, ya que así lo establece el principio.

$$Pot_{min,req} = 586.80 \frac{(0.8043)}{1000} = 469.55 \text{ W}$$

Debido a que la potencia considerando las pérdidas es mayor que la mínima requerida obtenida a partir de la ecuación de la conservación de la energía, se verifica que la potencia de la bomba será capaz de bombear el fluido.

4.2 Potencia y dimensionamiento motor Stirling

Una vez determinada la potencia requerida para suministrar a la bomba, es posible determinar, mediante el análisis adimensional propuesto el rango de temperaturas que deberán estar en la zona caliente, que aseguran el funcionamiento del Stirling.

De la E. (16) se obtienen los resultados mostrados en la Tabla 5, que son los valores de T_H con que operará el motor Stirling

Tabla 3. Combinación de valores de número de West (W_n) y número de Beale (B_n) para determinar el rango de T_H viables

B_n	W_n	TK [K]	T_H [K]
0.11	0.25	298.15	766.671429
0.11	0.35	298.15	571.454167
0.15	0.25	298.15	1192.6
0.15	0.35	298.15	745.375

El gráfico de la Figura 16, muestra el rango de temperaturas obtenido de la combinación de los números de Beale y West, siendo así que, para generar la

potencia buscada por el motor, se deberá suministrar una temperatura mínima de 571.45 K y una máxima de 1,192.6 K.

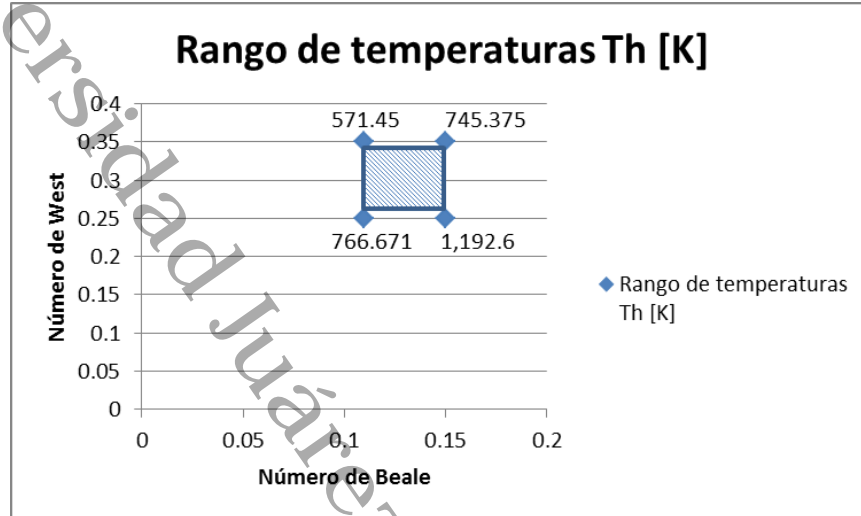


Figura 16. Rango de temperaturas T_H , necesarias para la operación del motor Stirling.

Una vez determinados los rangos de temperatura mínimo y máximos necesarios para la operación del motor Stirling, se define la temperatura de operación deseada, la cual, por cuestión de practicidad y versatilidad será la menor posible, que es de 571.45 K ya que la menor temperatura implica la menor dimensión del sistema de colección o concentración solar. Y se procede a determinar el diámetro y longitud del pistón, partiendo del supuesto de la frecuencia y presión media en el cilindro, que de acuerdo a la revisión bibliográfica ambos valores se encuentran alrededor de 10 Hz de frecuencia y 0.1 MPA (1 bar) de presión media, Formosa, Badel y Lottin (2014); Kwankaomeng, Silpsakoolsook, y Savangvong (2014); Nakajima, Ogawa, y Fujimasa (1989); Vichaidit y Aksornpromrat (2009).

Por lo que sustituyendo dichos valores en la Ec. (14) y despejando el V_P es posible determinar el volumen del espacio de expansión.

$$V_p = \frac{\text{Pot}}{W_{Nf} P_{media} \frac{T_H - T_K}{T_H + T_K}} = \frac{620}{(0.35)(10)(0.1) \frac{571.45 - 298.15}{571.45 + 298.15}} = 5,636.36 \text{ cm}^3$$

Análisis dimensional:

$$V_p = \frac{\text{Pot}}{\frac{1}{s} \text{MPa} \frac{K - K}{K + K}} = \frac{J/s}{\left(\frac{N}{m^2}\right) 10^6} = \frac{J/s}{\left(\frac{J}{m^3}\right) 10^6 \left(\frac{1m^3}{1cm^3 10^6}\right)} = cm^3$$

Para el dimensionamiento del cilindro-pistón se considera la configuración de cilindro súper cuadrada, lo cual significa que el diámetro es mayor que la carrera del pistón. Una sugerencia de diseño, Darlington, Roy y Strong (2005), hace referencia a que el diámetro del pistón debe ser dos veces la carrera del pistón para mayor eficiencia en la transferencia y distribución del calor dentro del cilindro;

$$v_p = \pi r^2 h \quad (16)$$

$$\frac{2h}{2r} = 1 \quad (17)$$

Donde se tuvo como resultado un diámetro de 24.3 cm y una carrera de 12.15 cm. Por lo que para el elemento a analizar será de dichas dimensiones, teniendo las configuraciones descritas en las Figuras 17 y 18 y cuya descripción se encuentra en las Tablas 4 y 5, respectivamente.

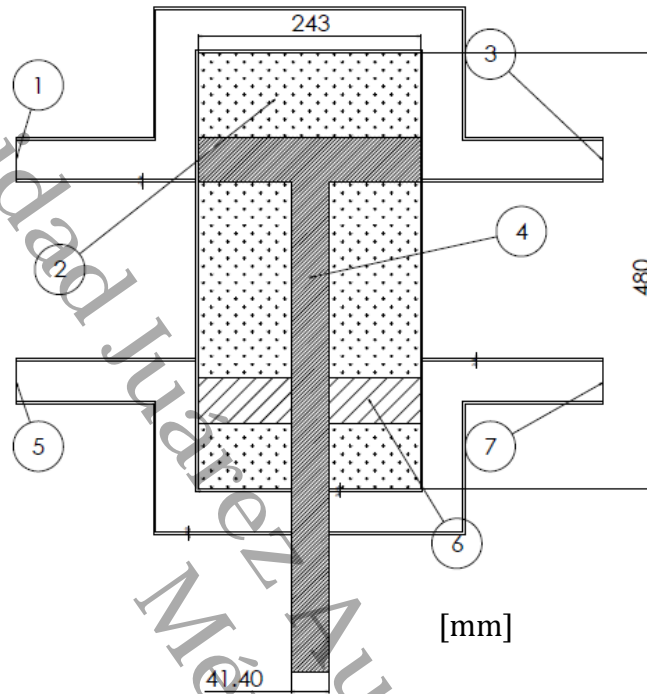


Figura 17. Componentes del motor Stirling con calentamiento mediante enchaquetado (concentrador cilindro parabólico), siendo 1 la entrada de flujo caliente, 2 el fluido de trabajo, 3 la salida de flujo caliente, 4 el pistón de desplazamiento, 5 la entrada de flujo frío, 6 el pistón de potencia y 7 la salida de flujo frío, unidades en [mm].

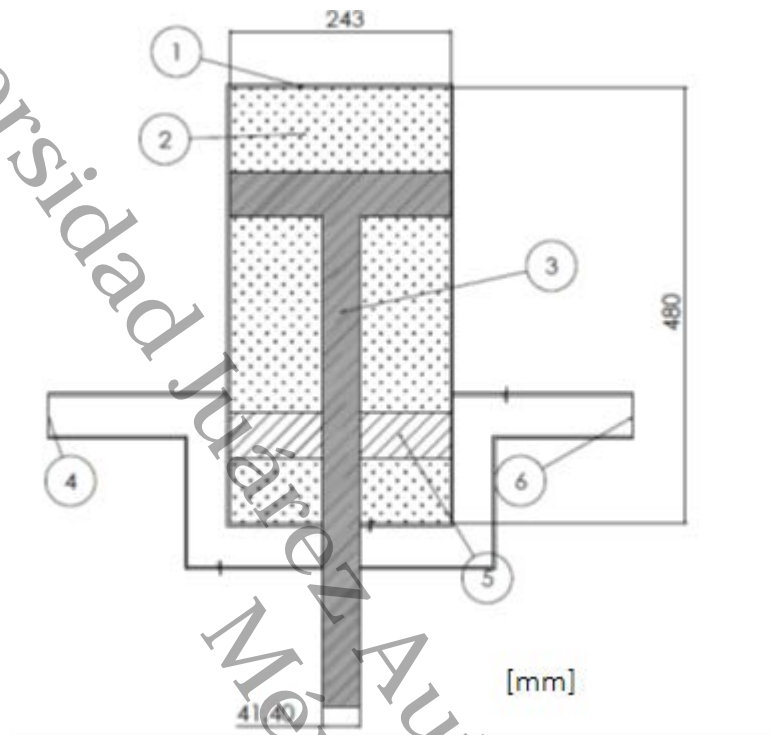


Figura 18. Componentes del motor Stirling con calentamiento focal (Lente de Fresnel), siendo 1 la zona de calentamiento focal, 2 el fluido de trabajo, 3 el pistón de desplazamiento, 4 la entrada de fluido frío, 5 el pistón de potencia, y 6 la salida de fluido frío.

4.3 Comparación de métodos de calentamiento mediante CFD

En este apartado se muestran los resultados obtenidos del análisis CFD realizado con el software ANSYS 19.0 Academic - Fluent, donde se simuló los dos métodos de calentamiento para la zona caliente del motor Stirling mencionados anteriormente, los cuales son el sistema de calentamiento mediante un enchaquetado y el calentamiento de forma focal.

El método de calentamiento mediante enchaquetamiento se realiza mediante la circulación de un fluido que es calentado por un concentrador solar cilindro parabólico el cual se encuentra en contacto en una tercera parte de la superficie del cilindro y el calentamiento mediante concentrador focal se realiza mediante la colocación de un lente de Fresnel sobre la zona caliente del motor Stirling, de tal forma que el foco se encuentre en la pared superior del cilindro.

Para la realización de la simulación se enlistan las condiciones del análisis CFD en la Tabla 8.

Tabla 4. Parámetros considerados para el análisis CFD.

Parámetro.	Valor del parámetro
Tipo de mallado en cilindro	Triangular
Tipo de mallado en enchaquetado	Cuadrado
Dimensión máxima de mallado.	1.5 mm
Tipo de análisis	Transitorio
Tipo de Modelo Viscoso	k-epsilon (2 eq.)
Fluido de trabajo	Aire
Fluido de enfriamiento	Agua
Fluido de calentamiento	Aceite térmico
Material de pistón	Acero $\rho = 8030$ (kg m ⁻³)
Tiempo de paso.	0.001 s.
Numero de pasos	1600 pasos
Iteraciones por paso	500
Criterio de convergencia	$1 \cdot 10^{-6}$

4.3.1 Calentamiento mediante enchaquetamiento.

En la Figura 19 se observa la distribución de temperaturas en el interior del cilindro, resultado del análisis CFD, para el paso de tiempo 1600.

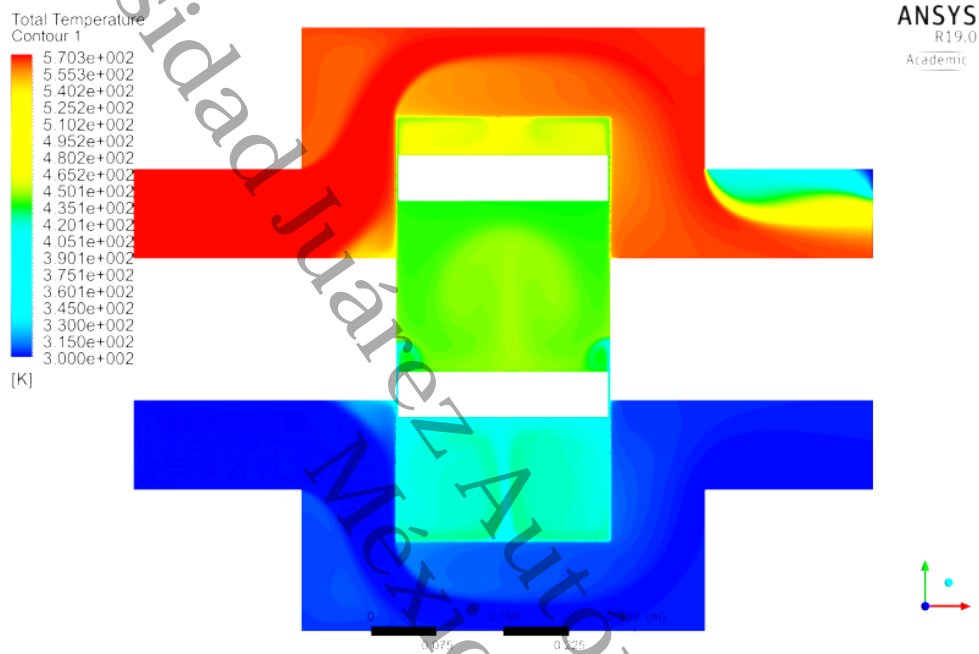


Figura 19. Distribución de temperaturas, resultado del análisis CFD, para el arreglo de calentamiento mediante enchaquetado, con temperatura de fluido frío de 298.15 K y temperatura de fluido caliente a 571.45 K, realizado en ANSYS R18.

En las Figuras 21-23, se observa la variación de temperaturas a lo largo del tiempo de evaluación del análisis, se consideraron tres zonas a monitorear, mostradas en la Figura 20, con la finalidad de verificar el intercambio de temperaturas correspondiente al ciclo realizado, así como la estabilidad del

sistema, la discusión sobre el comportamiento se encuentra después de la Figura 23.

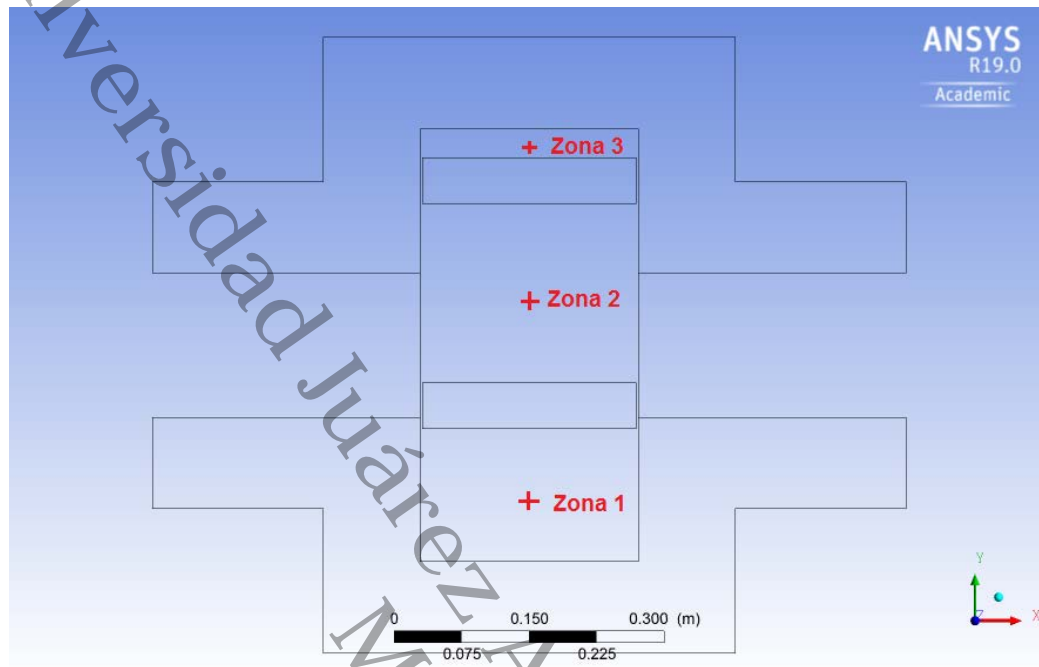


Figura 20. Localización de puntos a monitorear durante el proceso del análisis CFD.

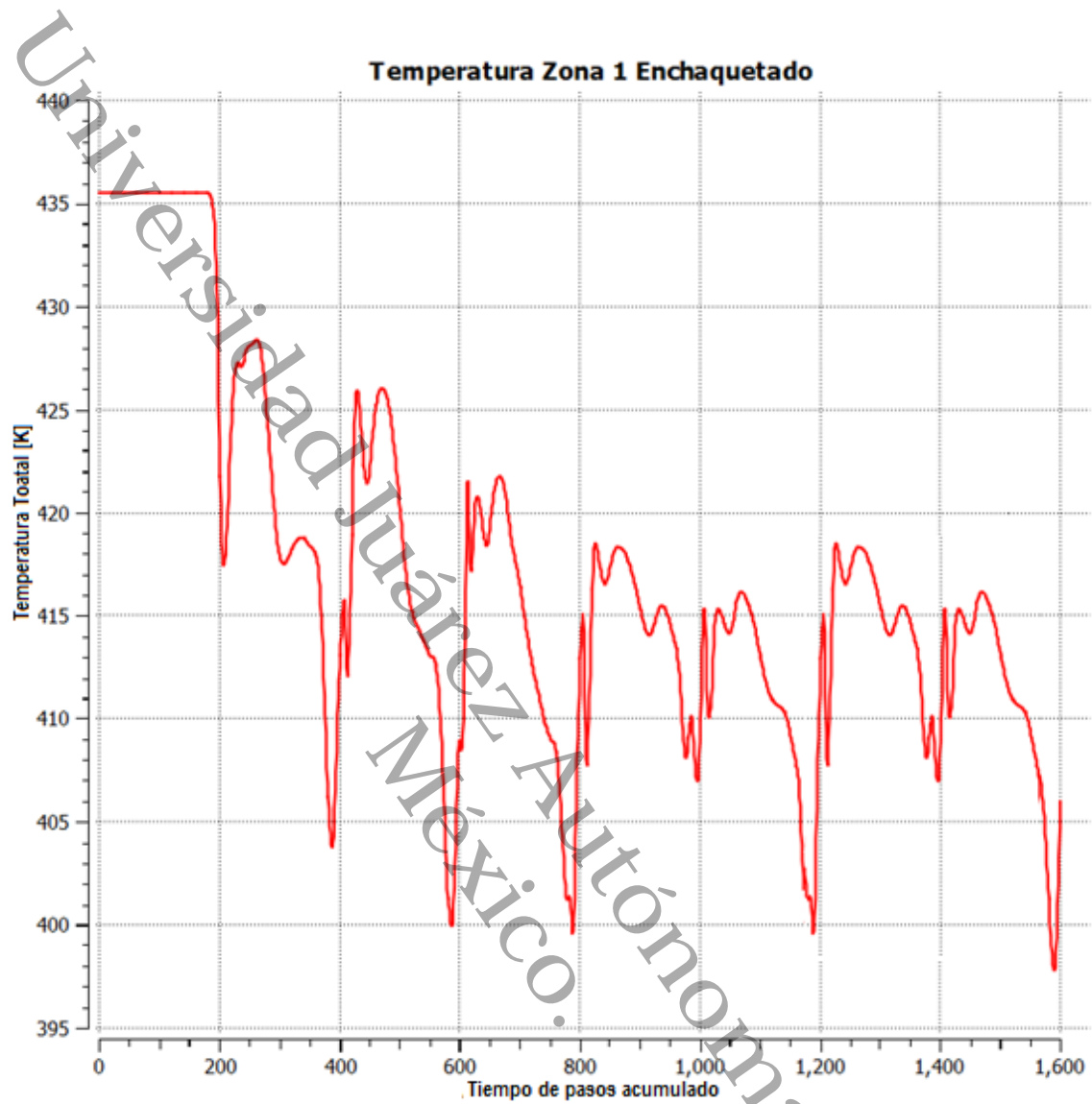


Figura 21. Registro de temperaturas en la zona 1, para el arreglo de calentamiento mediante enchaquetado.

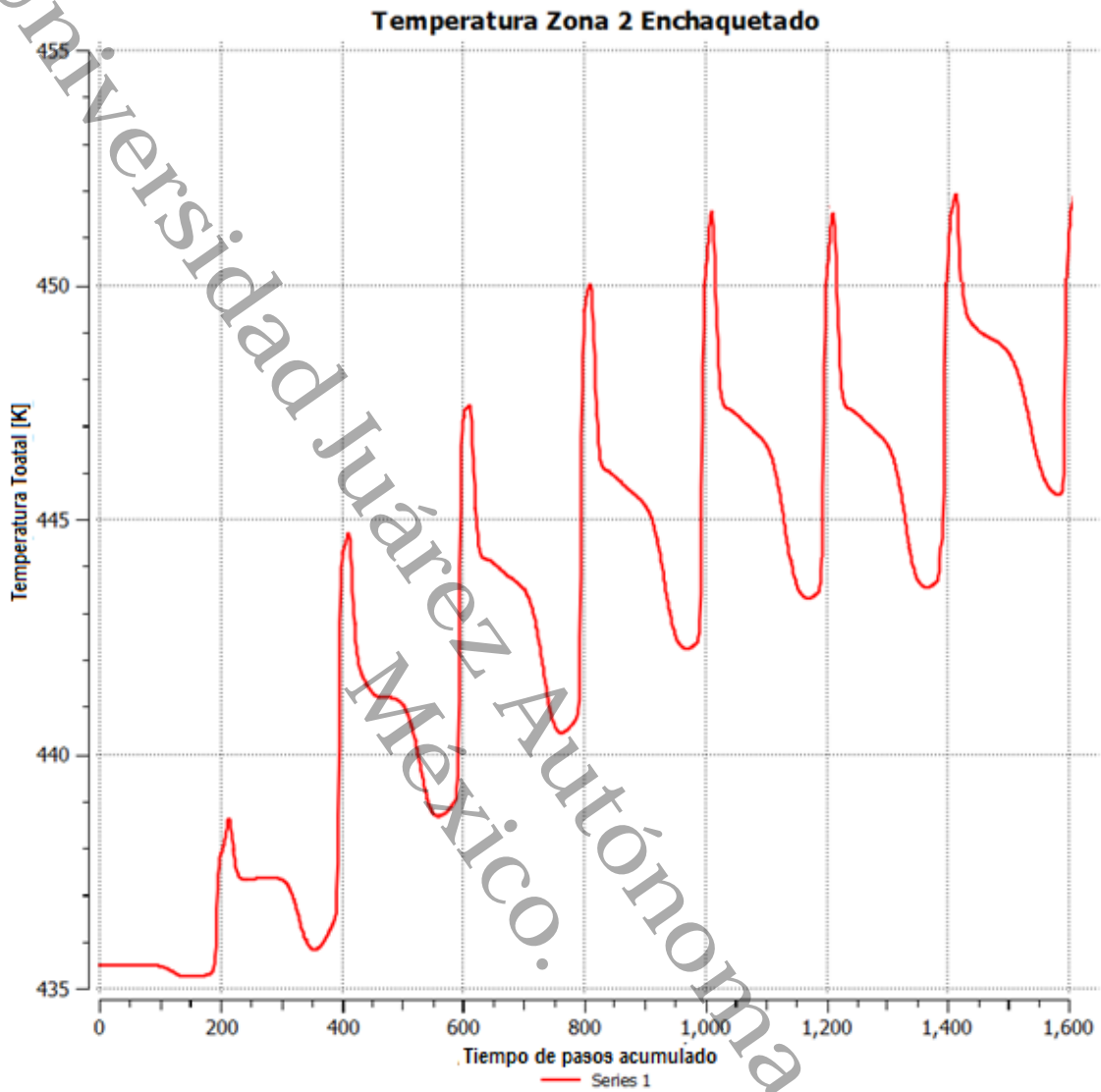


Figura 22. Registro de temperaturas en la zona 2, para el arreglo de calentamiento mediante enchaquetado.

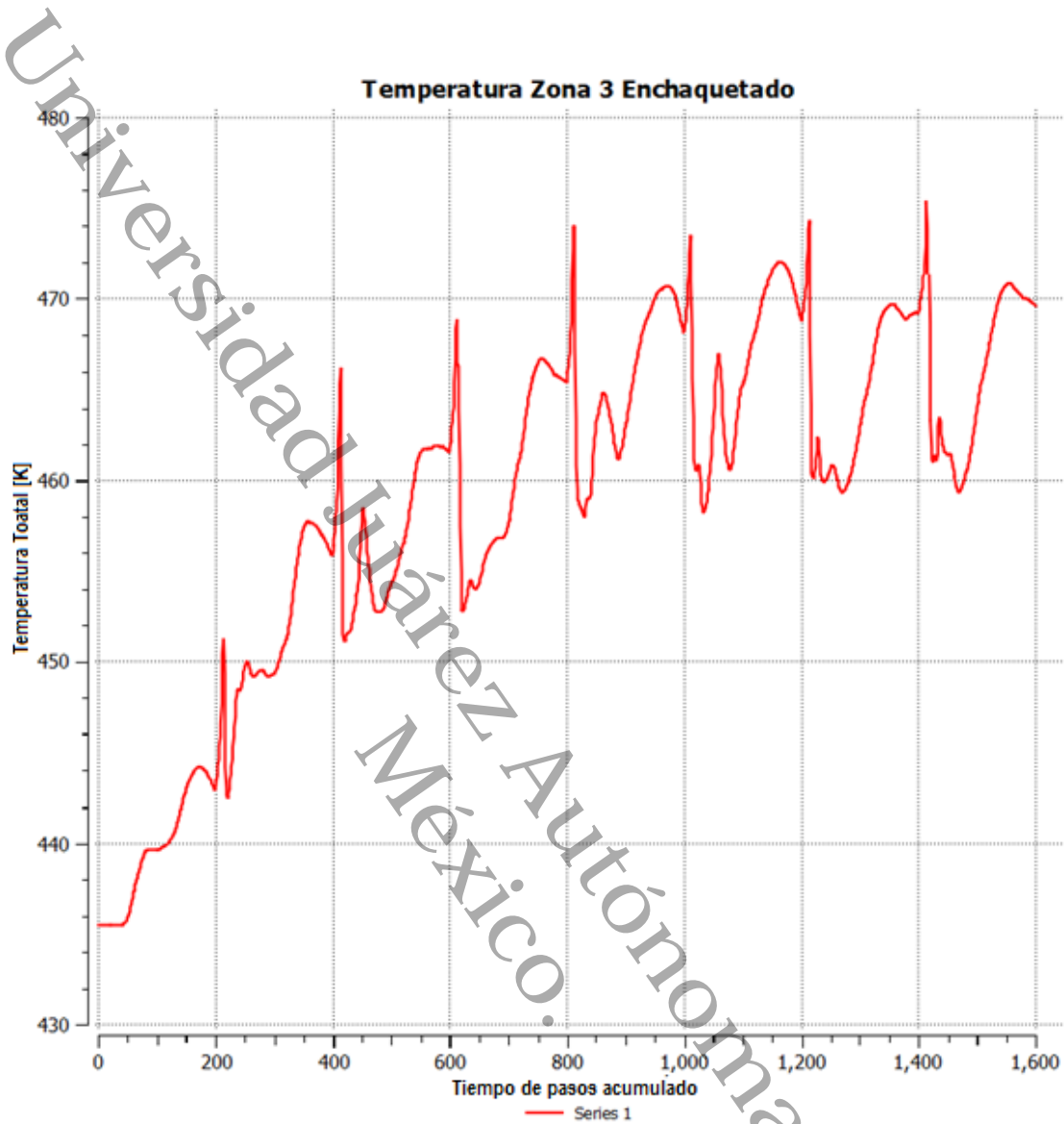


Figura 23. Registro de temperaturas en la zona 3, para el arreglo de calentamiento mediante enchaquetado.

En las Figuras 21- 23 se observa que el método de calentamiento mediante enchaquetamiento, presenta una rápida estabilización al presentar un comportamiento cíclico entre los 800 y 1,000 pasos, para las regiones extremas, la caliente y fría, el comportamiento de la temperatura refiere un

comportamiento cíclico y sinodal, lo cual sugiere una variación en sintonía con el movimiento del fluido en el interior del cilindro.

Para este análisis se tuvo convergencia cumpliendo con el criterio de 10^{-6} , en la Figura 24 se presenta la gráfica de los residuales, para los primeros 5 pasos.

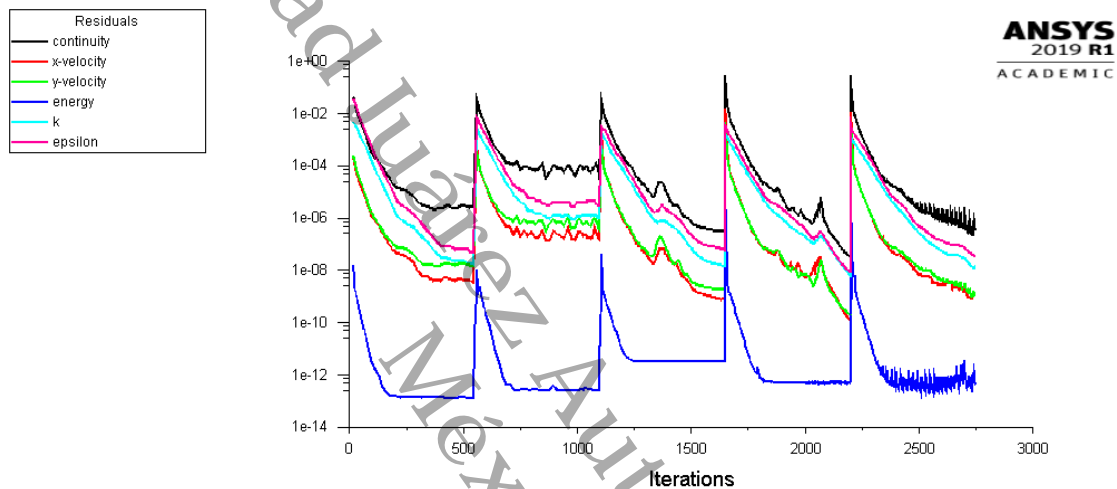


Figura 24. Convergencia de los residuales para los primeros cinco pasos del análisis mediante calentamiento por enchaquetado. Realizada en ANSYS 2019R1.

4.3.2 Calentamiento focal.

Posteriormente, con los mismos parámetros iniciales se realizó el análisis mediante calentamiento focal que se puede observar en la Figura 25, considerando las mismas tres zonas de análisis, teniendo como resultados las Figuras 26 – 28, la discusión sobre el comportamiento se encuentra después de la Figura 28.

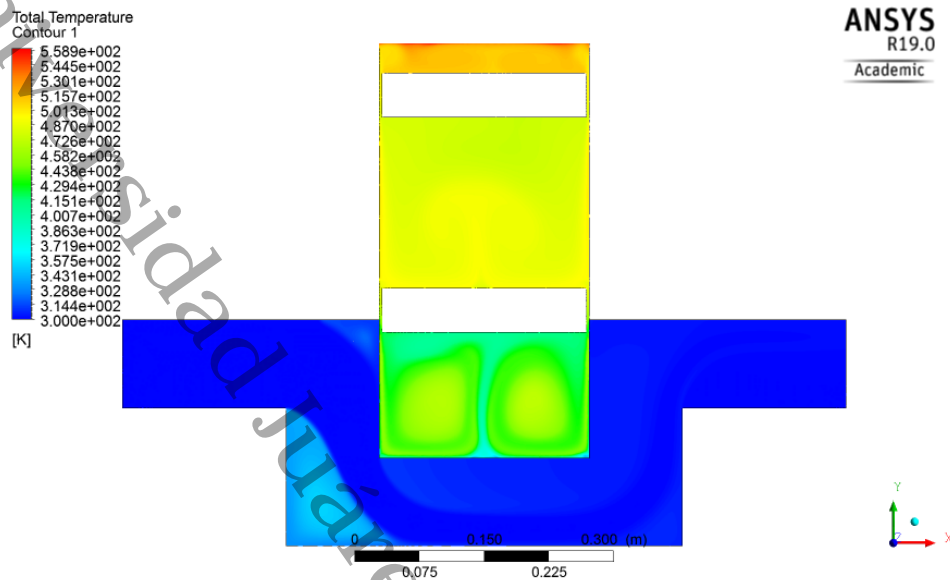


Figura 25. Distribución de temperaturas, resultado del análisis CFD, para el arreglo de calentamiento focalizado, con temperatura de fluido frío de 298.15 K y temperatura de focal de 571.45 K.

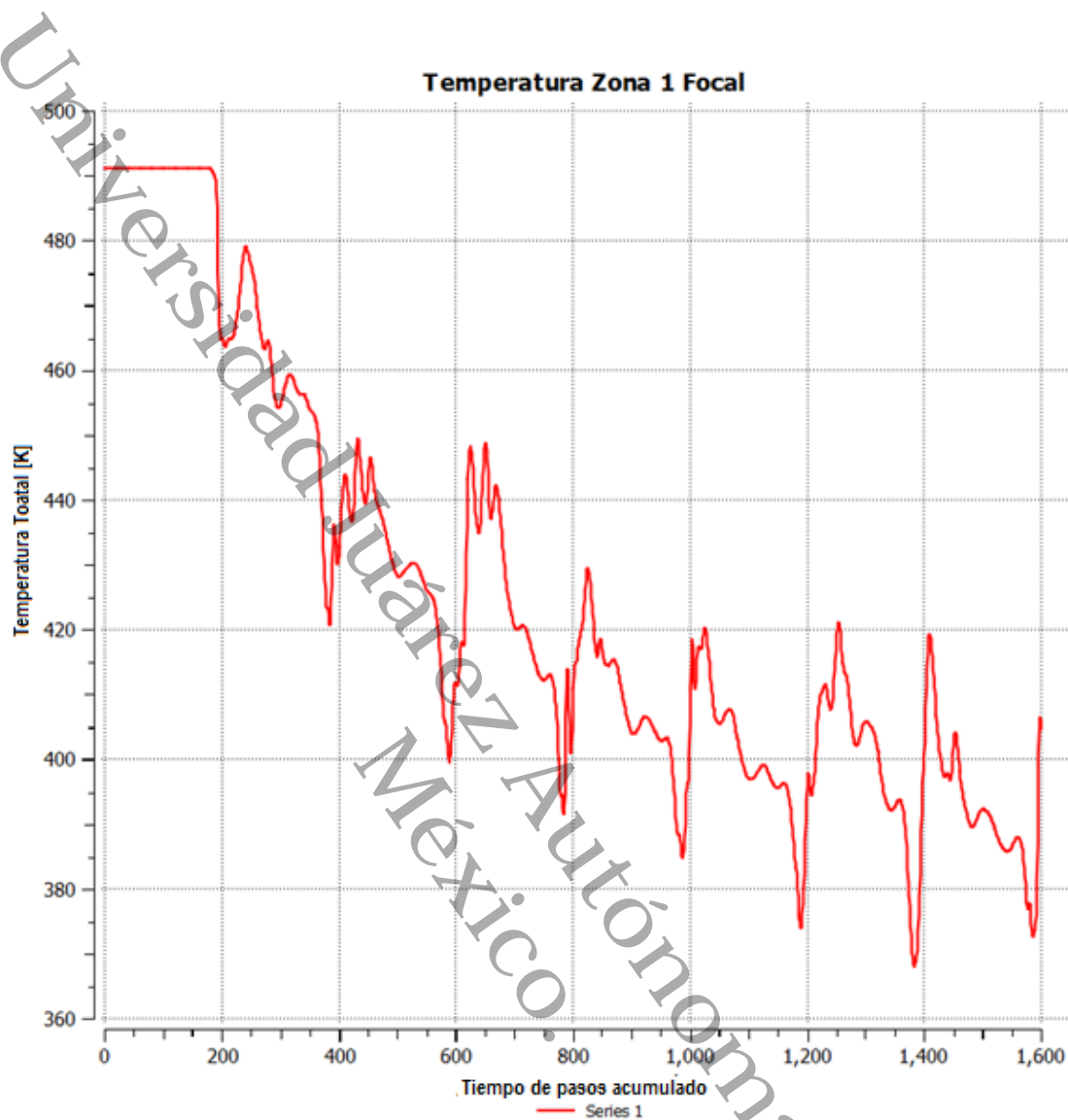


Figura 26. Registro de temperaturas en la zona 1, para el arreglo de calentamiento focalizado.

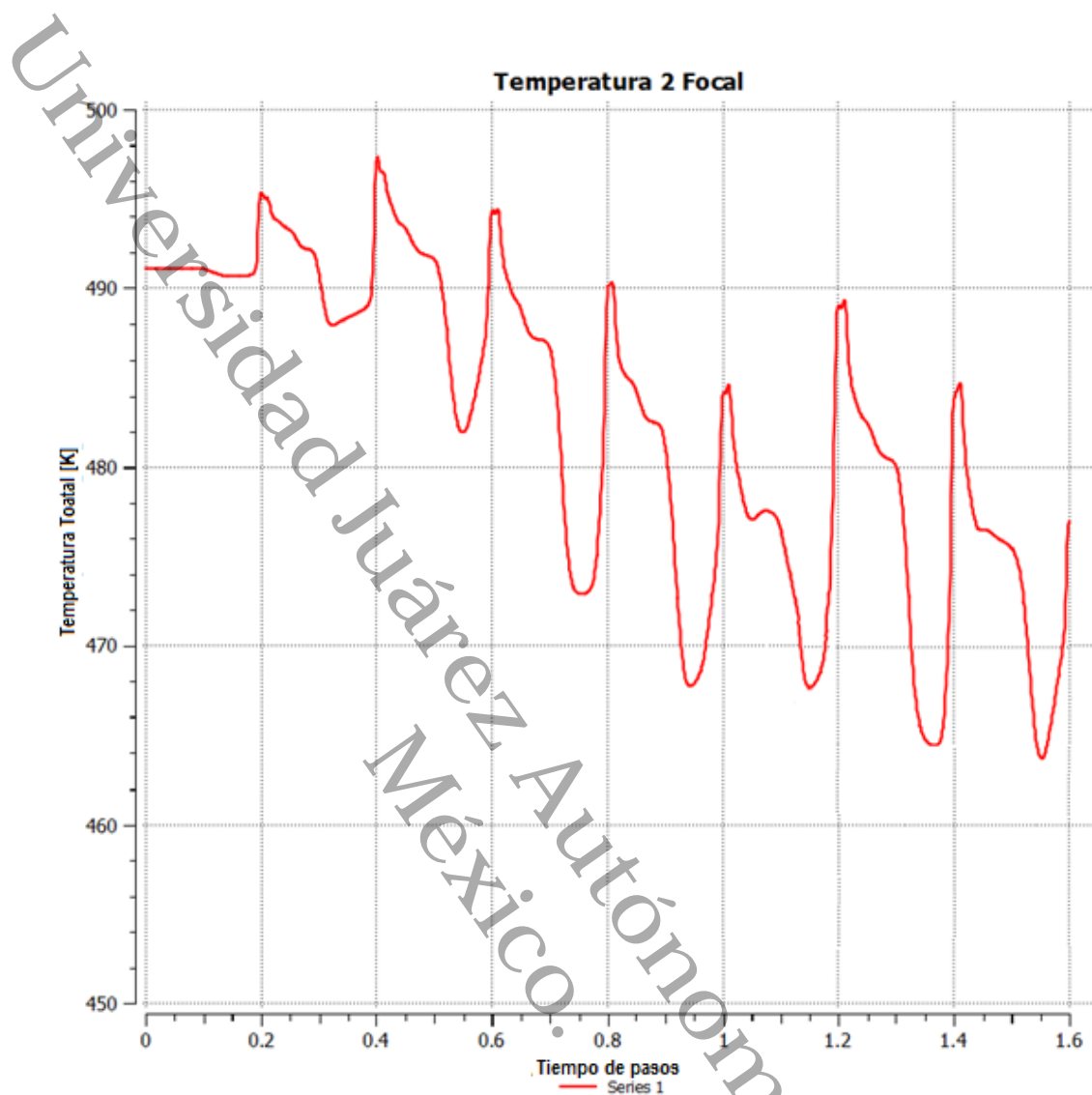


Figura 27. Registro de temperaturas en la zona 2, para el arreglo de calentamiento focalizado.

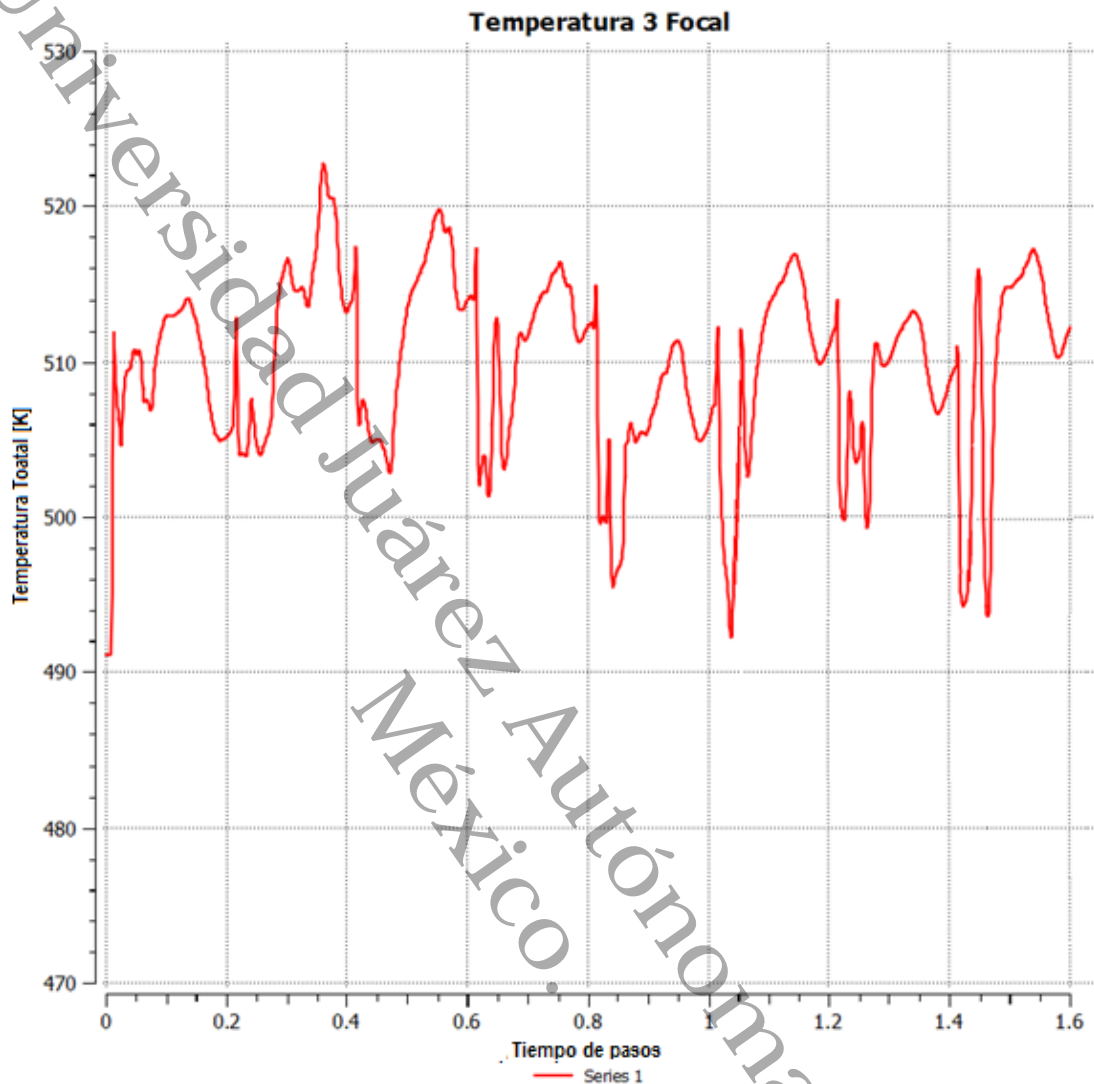


Figura 28. Registro de temperaturas en la zona 3, para el arreglo de calentamiento focalizado.

De las Figuras 26 – 28 se observan variaciones de temperatura de forma súbita, a pesar de poderse observar el comportamiento cíclico, se observan variaciones mayores que el sistema de calentamiento mediante enchaquetado,

sin embargo, ambos sistemas tienden a la fase estable en cuanto a rango de temperaturas de operación.

Para este análisis se tuvo convergencia cumpliendo con el criterio de 10^{-6} , en la Figura 29 se presenta la gráfica de los residuales, para los primeros 5 pasos.

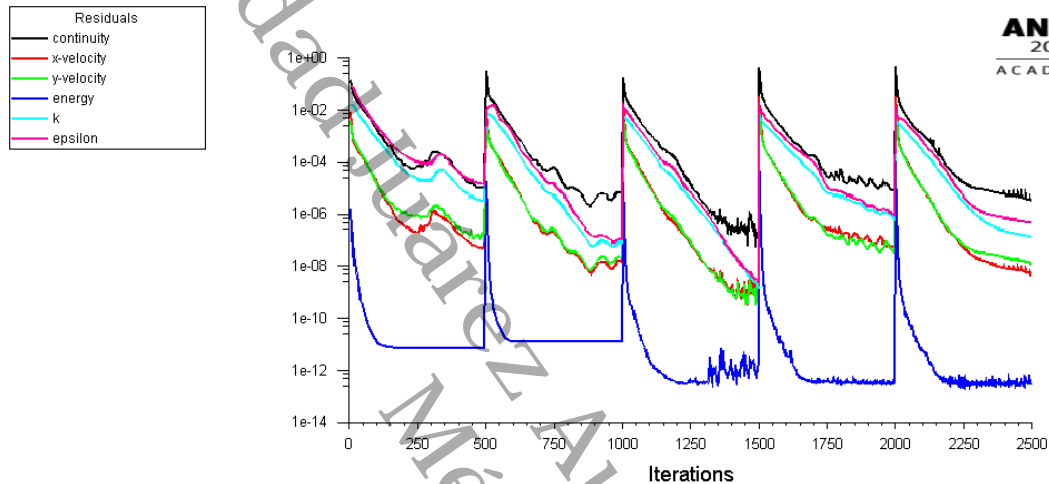


Figura 29. Convergencia de los residuales para los primeros cinco pasos del análisis mediante calentamiento focal. Realizada en ANSYS 2019R1.

El calentamiento focal, sugiere un comportamiento impulsivo, con grandes variaciones de temperatura, que durante la operación podría significar colisión entre los componentes, debido a las grandes presiones durante la operación.

En cuanto a la zona de menor temperatura del fluido de trabajo, presenta estabilidad en menor cantidad de ciclos, ya que la variación de temperaturas por ciclo en cada zona es menor a la presentada en el cilindro siendo calentado de manera focalizada.

4.4 Dimensionamiento de bomba de desplazamiento positivo

Para el dimensionamiento de la bomba de pistón los factores a considerar son el diámetro del pistón, la carrera del cilindro y el caudal a bombear. Como se estableció en la Figura 1, el pistón del motor Stirling se establece acoplado al vástago que realiza el desplazamiento del pistón de la bomba de pistón, por lo que el desplazamiento del pistón del motor Stirling será igual al desplazamiento del pistón de la bomba de pistón, y debido a que el caudal es una restricción ya determinada, mediante el uso de la Ec. (6), es posible determinar el área del pistón.

$$A = \frac{q}{f L_P} = \frac{802.77 \left[\frac{cm^3}{s} \right]}{10 \left[\frac{1}{s} \right] 12.15 [cm]} = 6.607 \text{ cm}^2$$

Dado que el pistón es una figura cilíndrica se puede determinar el diámetro del mismo, siendo de 2.9 cm, con lo cual se puede establecer las dimensiones de la bomba de pistón, para tener la carrera de 12.15 cm, tal como se muestra en la Figura 30.

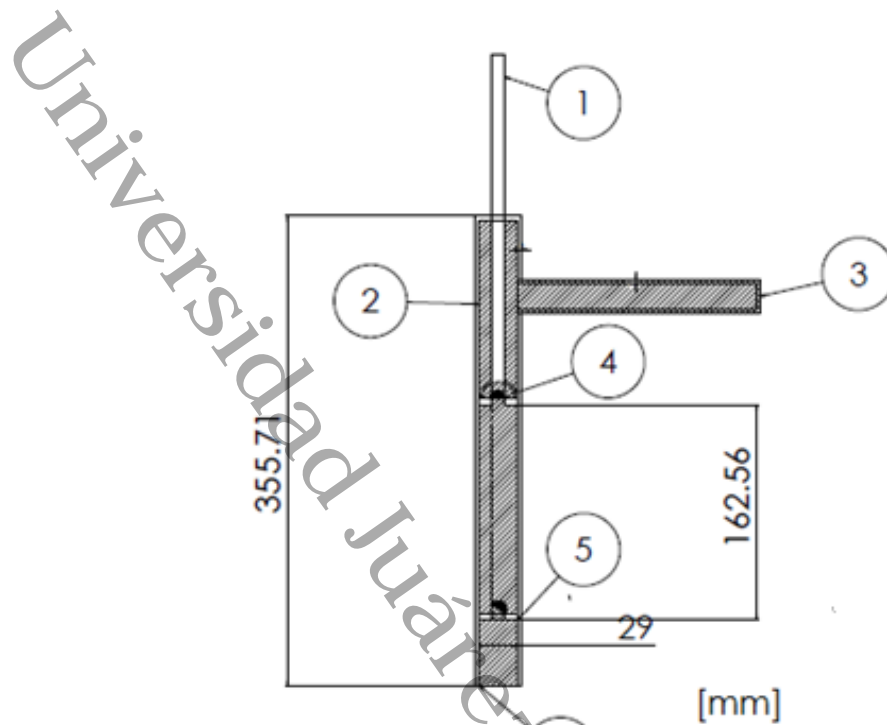


Figura 30. Plano de dimensiones y componentes que componen la bomba de pistón, siendo 1 el vástago, 2 el cilindro, 3 la salida de agua, 4 la válvula de retención, 5 la segunda válvula de retención y 6 la entrada de agua, unidades en [mm].

4.5 Dimensionamiento concentrador solar

Para el dimensionamiento de los concentradores solares, se realizó en dos partes, inicialmente para el Cilindro Parabólico y después para el Lente de Fresnel.

4.5.1 Cálculo del área del Concentrador Cilindro Parabólico.

Para el dimensionamiento del Concentrador Cilíndrico Parabólico, se partió de la Figura 2, con lo que se obtuvo la relación de concentración, siendo esta de 30 aproximadamente, representado en la Figura 31.

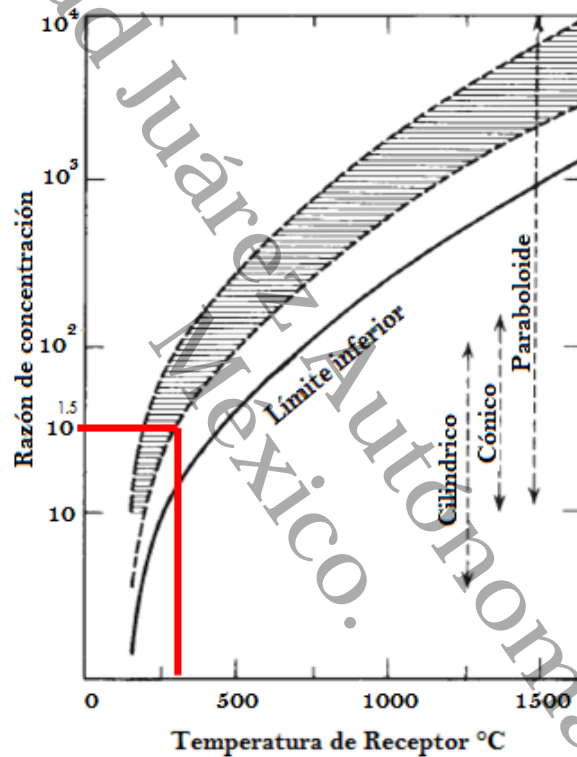


Figura 31. Razón de concentración para la temperatura de 298.3 °C.

Posteriormente, se procedió a realizar el análisis del flujo de calor necesario para elevar la temperatura del aceite en el interior del tubo del receptor del concentrador solar cilíndrico, las características del aceite térmico mineral (PIROBLOCK HTF Mineral), se encuentran en la Tabla 10, tomada del ANEXO A.

Tabla 5. Propiedades del aceite térmico PIROBLOCK HTF mineral, propuesto para calentar, mediante enchaquetamiento.

Propiedad	Valore de la propiedad	Unidades
Densidad	700	kg m ⁻³
Calor específico	2,000	J kg ⁻¹ K ⁻¹

Posteriormente mediante el uso de la ecuación fundamental de la calorimetría, Ec. (10), se obtiene el calor necesario para elevar la temperatura de dicho flujo de aceite.

Por lo que, primero se encontró el flujo másico del aceite;

$$\dot{m} = \frac{\rho v \pi D^2}{4} = \frac{(700)(.02)(\pi)(2.54 \times 10^{-2})^2}{4} = 0.007094 \text{ kg s}^{-1}$$

Para así, mediante la ecuación fundamental de la calorimetría

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T = (0.007094)(2000)(571.45 - 298.15) = 3,877.58 \frac{W}{m^2}$$

Por lo que empleando la Ley de Fourier y considerando un espesor del tubo receptor de 3 mm (medida de espesor de tubo comercial), se determinó el área del receptor, siendo esta;

$$Q = \frac{Ak\Delta T}{L} \rightarrow A = \frac{QL}{k\Delta T} = \frac{(3877.58)(0.003)}{(0.1173)(273.3)} = 0.3628 \text{ m}^2$$

Posteriormente, mediante la relación de concentración se calculó el área de la superficie de incidencia, siendo de:

$$C = \frac{A_i}{A_a} \rightarrow A_i = A_a C = (0.3628)(30) = \mathbf{10.88 \text{ m}^2}$$

Finalmente, mediante las herramientas de dibujo en el Software “Solid Works”, se realizó el cálculo de la longitud de la curvatura de la parábola para así poder determinar la longitud necesaria, siendo considerada una longitud de apertura de 1.5 m, se obtuvo una longitud de curvatura de 1.72 m, por lo que se requiere una longitud del cilindro parabólico de 6.4 m, como se observa en la Figura 32.

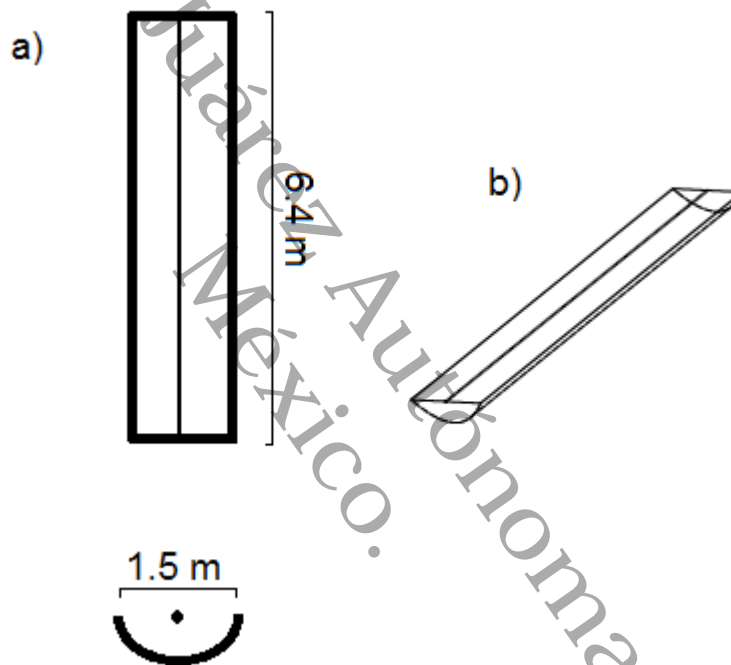


Figura 32. Plano de las medidas del concentrador solar cilíndrico parabólico, de acuerdo a las condiciones establecidas y una longitud de apertura de 1.5 m. a) Vista superior y frontal, b) Vista isométrica.

4.5.2 Cálculo del área del Lente de Fresnel.

Para dimensionar el lente de Fresnel, ejemplificado en la Figura 33, se parte de conocer que la irradiancia solar proveniente del sol es de 984 Wm^{-2} , Gerencia de Energías No Convencionales (2011) y la superficie a enfocar la energía solar

será el área del cilindro, que es de 24.9 cm de diámetro, considerando el espesor de las paredes, y teniendo un área de 486.95 cm², y de aluminio 7075 (considerado por sus propiedades mecánicas, térmicas y de maquinado) comercial, cuyo coeficiente de conductividad térmica $k=160 \text{ W m}^{-1}\text{K}^{-1}$ Blackburns, (2019) cuya ficha técnica se encuentra en el Anexo D.

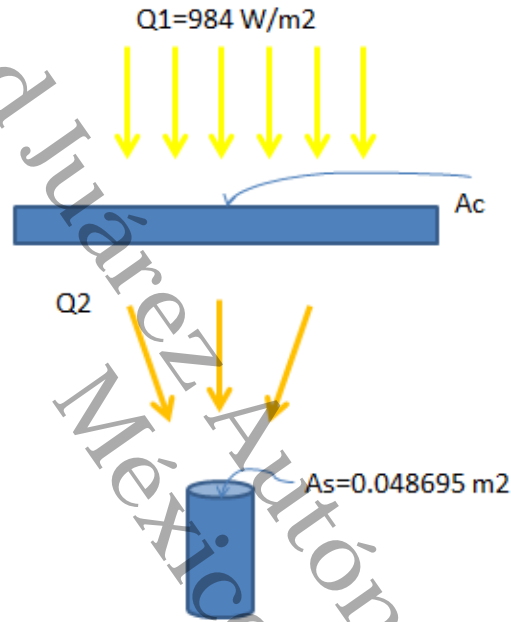


Figura 33. Elementos del concentrador solar tipo lente de Fresnel.

Para determinar el área del concentrador, es necesario determinar de manera inicial la cantidad de calor necesaria en la superficie del cilindro, por lo que, empleando la Ley de Fourier se tiene;

$$Q_2 = A_s k \Delta T = (0.048695)(160)(273.30) = \mathbf{2129.33 \text{ W}}$$

Conociendo la relación entre el Q_{solar} y Q_2 ;

$$Q_{\text{solar}} A_C \eta = Q_2$$

Recordando que la eficiencia de los lentes de Fresnel, varía entre 50 a 65%, Adef, (2000); Monreal, (2012); Xie *et al.*, (2011); Zhai *et al.*, (2010), se empleará la eficiencia de 65% debido a la creciente mejora en los procesos de fabricación de dichos lentes, y se determina la cantidad de calor real que llegará a la superficie, siendo así:

$$Q_{real} = Q_{solar} \eta = (984)(0.65) = 639.6 \text{ W/m}^2$$

Se procede a despejar el área del concentrador, A_c ;

$$A_c = \frac{Q_2}{Q_{real}} = \frac{2\,129.33}{639.6} = 3.33 \text{ m}^2$$

4.6 Cálculo de potencial eléctrico (Generador Lineal)

Para determinar el potencial eléctrico, se debe emplear la Ec. (12) de la ley de Lenz, de la cual el campo magnético de un imán de neodimio, que es de 2000 Gauss, la longitud es la carrera del pistón de desplazamiento y la velocidad es la velocidad del pistón de desplazamiento, las cuales se determinaron a partir del análisis dinámico que rige el movimiento del pistón de un motor Stirling. Donde a partir de las Ec. (19) y (20), se realizó la solución del sistema mediante Simulink (Matlab), cuyo modelo se observa en la Figura 34.

$$M_p \ddot{x}_p + b(\dot{x}_p - \dot{x}_d) + b_p \dot{x}_p + (K_p)x_p = -(P_c - P_0)(A - A_r) \quad (19)$$

$$M_d \ddot{x}_d + b(\dot{x}_d - \dot{x}_p) + b_d \dot{x}_d + (K_d)x_d = -(P_h - P_0)(A) \quad (20)$$

Donde las variables son M_p es la masa de pistón de potencia con un valor de 0.12 kg, M_d es la masa de pistón de desplazamiento con un valor de 0.8 kg, b es el amortiguamiento con un valor de 0 N s m⁻¹ (debido a que no cuenta con elemento de amortiguamiento acoplado), b_p es el amortiguamiento al pistón de potencia con un valor de 0 N s m⁻¹ (debido a que no cuenta con elemento de amortiguamiento acoplado), b_d es el amortiguamiento al pistón de desplazamiento con un valor de 0 N s m⁻¹ (debido a que no cuenta con elemento de amortiguamiento acoplado), K_p es la constante elástica acoplada al pistón de potencia con un valor de 100 N m⁻¹, K_d es la constante elástica acoplada al pistón de desplazamiento con un valor de 150 N m⁻¹, P_c es la presión en la cámara fría con un valor de 80,000 Pa, P_H es la presión en la cámara caliente con un valor de 120,000 Pa, P_o es la presión media del sistema con un valor de 100,000 Pa, A es el área del pistón con un valor de 0.076 m² y A_r es el área del vástago con un valor de 0.0001 m².

En cuanto a las variables son x_p que es el desplazamiento que tiene el pistón de potencia en metros, x_d es el desplazamiento del pistón de desplazamiento, \dot{x}_p es la velocidad del pistón de potencia y \dot{x}_d es la velocidad del pistón de desplazamiento.

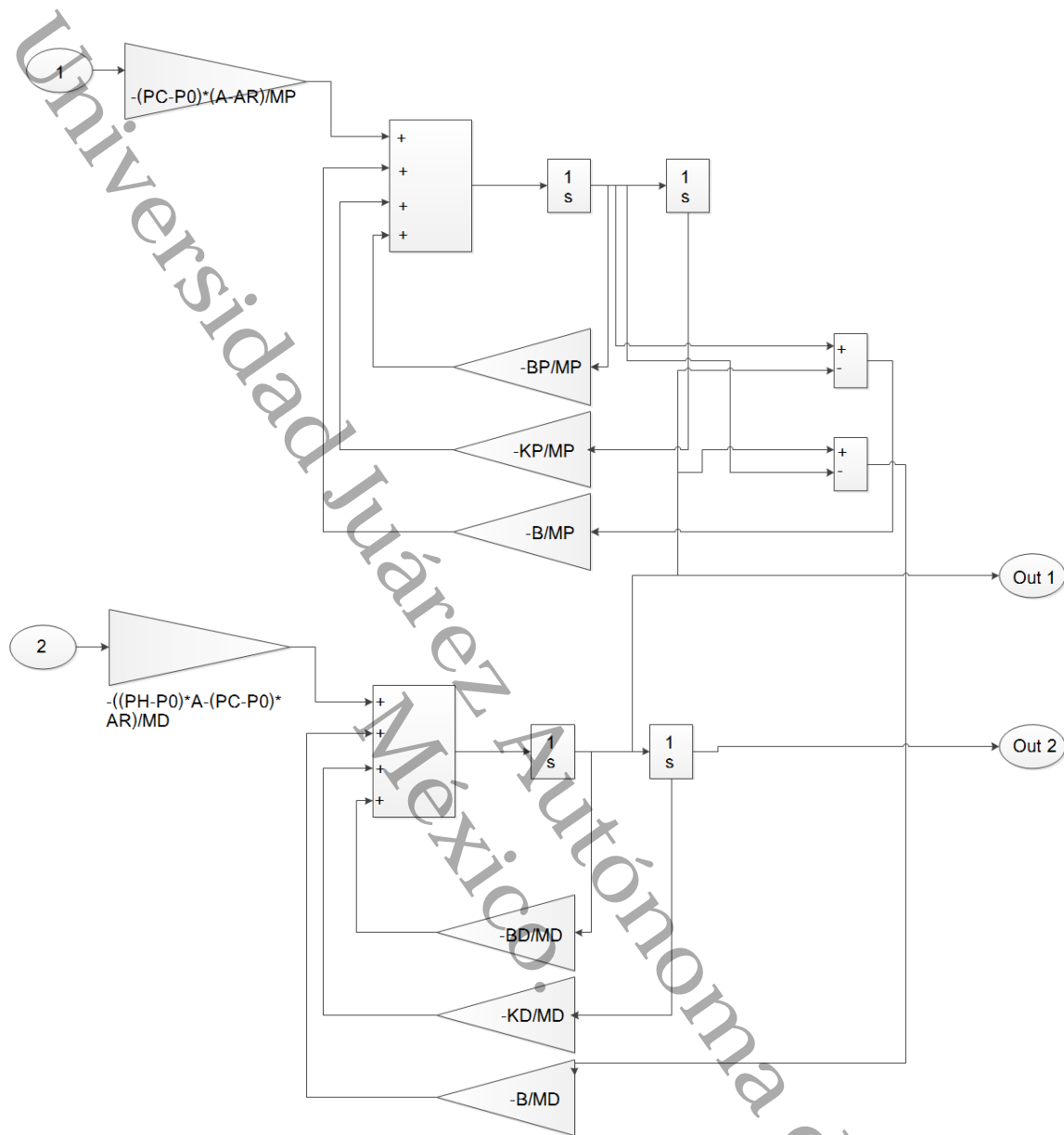


Figura 34. Modelo que representa el comportamiento del pistón de desplazamiento y pistón de potencia de un motor Stirling.

La solución del sistema se observa en la Figura 35, donde se muestra la posición del pistón de desplazamiento y su velocidad en el tiempo, tendiendo como velocidad promedio 1.215 m s^{-1} .

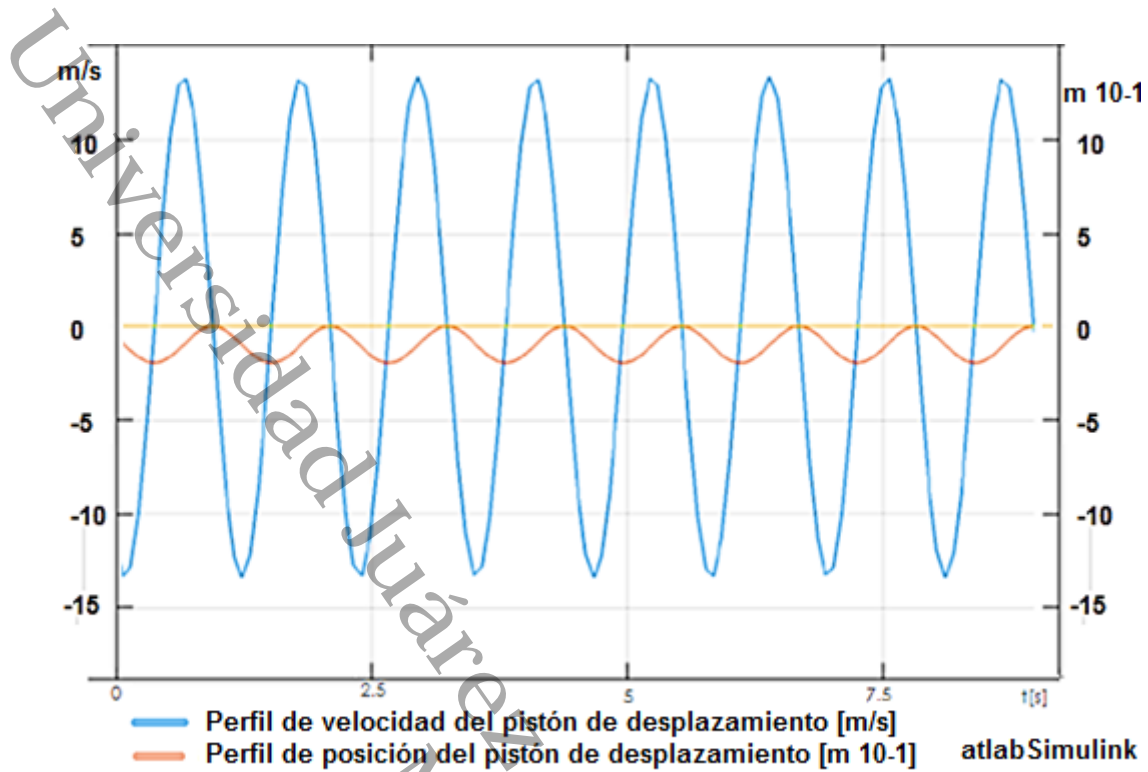


Figura 35. Perfil de velocidad y perfil de posición del pistón de desplazamiento.

Determinado el valor de la velocidad, es posible determinar, partiendo de la Ec. (13), la cantidad de espiras que es necesario colocar para tener un potencial eléctrico de 12 V, para almacenamiento en una batería.

De la Ec. (13)

$$\varepsilon = -NBLv \rightarrow N = \frac{\varepsilon}{BLv} = \frac{12}{(0.2)(0.1215)(1.215)} = 406.44 \approx \mathbf{407 \text{ espiras}}$$

Finalmente, para determinar la potencia eléctrica, se requiere la corriente que circulará por el circuito, y mediante la ley de ohm y la especificación del embobinado que se propone es de 0.15 mm, con una resistencia del cobre de 0.0172 Ω mm²/m, por lo que recordando que el diámetro del vástago del imán,

es de 41mm, se considera un diámetro para embobinar de 47 mm, con lo que se tiene;

$$R = \left[\frac{0.0172 \Omega \text{ mm}^2}{m} \right] \left[\frac{\pi(0.047)(407)m}{\pi(0.075)^2 \text{ mm}^2} \right] = 58.4922 \Omega$$

La resistencia de cada embobinado, por lo que

$$i = \frac{\varepsilon}{R} = \frac{12}{58.4922} = 0.20 \text{ A}$$

Finalmente la potencia eléctrica generada es el producto del voltaje y la corriente generados, por lo que la potencia eléctrica generada es:

$$P_e = VI = (12)(0.2) = 2.4 \text{ W}$$

Con dicha potencia, es posible alimentar una bombilla LED con consumo de 1.5 W e iluminación de 20 W y suministrar carga a una batería recargable de celular en carga lenta.

4.7 Potencia global de salida y eficiencia de sistema

Para determinar la eficiencia global del sistema se deben considerar las cantidades de energía suministrada al sistema, así como las potencias de salida. Para realizar dicho análisis se realizó la comparación entre los dos sistemas propuestos, un sistema de paneles solares y un sistema tradicional, es decir, mediante la quema de diésel, el generador eléctrico, dicho análisis comparativo se encuentra en la Tabla 6.

Tabla 6. Análisis de eficiencias de los sistemas propuestos y el sistema convencional.

	Suministros	Salidas			
	Potencia de entrada	Potencia mecánica W	Potencia eléctrica W	Eficiencia Global	Eficiencia %
CPC	9446.4	527.78	2.4	0.05612	5.61
Fresnel	3296.4	527.78	2.4	0.16083	16.08
Paneles Solares	4321.6	527.78	2.4	0.1225	12.25
Tradicional H _{Motor de DIESEL} *η _{BOMBA}		0.30	0.9	0.27	27.0

Por lo que sabiendo que la energía a considerar es la generada eléctricamente y la necesaria para alimentar a la bomba hidráulica, por lo que la energía que genera el sistema es:

$$P_{MEC} + P_{ELEC} = 527.78 + 2.4 = \mathbf{530.18 W}$$

Que al día, considerando las 5.18 h de aprovechamiento de energía solar, se tiene;

$$(\mathbf{530.18 W})(\mathbf{5.18h}) = \mathbf{2.746332Kh}$$

Y del cálculo emitido por la SEMARNAT se realizó el cálculo de la cantidad de CO₂ que se evita emitir de manera diaria;

$$0.454 \frac{\text{ton de CO}_2}{\text{MWh}} [2.746332 \times 10^{-3} \text{MWh}] = 1.246 \times 10^{-3} \text{ ton de CO}_2$$

$$= \mathbf{1.246 \text{ kg de CO}_2 \text{ por día}}$$

Siendo el ahorro calculado para un arreglo de concentrador solar- motor Stirling-Bomba de pistón y generador lineal.

Adicionalmente, es posible comparar los resultados obtenidos con las investigaciones en el área del desarrollo del “bombeo solar” en el cual, se realiza el bombeo de agua desde un pozo a un tanque de almacenamiento, mediante el uso de energías solares, donde los paneles solares son los principales medios de aprovechamiento solar.

Destaca la investigación realizada por Hamidat y Benyoucef, (2003), donde analizan las diversas configuraciones de paneles solares, con la finalidad de bombear agua desde un reservorio, el cual resulta en un arreglo de 7x4 módulos de celdas fotovoltaicas, para suministrar a una bomba de 750 W, con una eficiencia del sistema de 12.5% y un área de 2.8 m², sin embargo, con altura de bombeo de 20 metros como máximo.

De igual forma, la comparación y selección de sistemas fotovoltaicos de bombeo, realizado por Boutelhig *et al.*, (2011), establece para una potencia de 440 W un arreglo de módulos de 2x2, con un área de 3.328m², para un bombeo de hasta 50 metros de profundidad.

El trabajo realizado, es una opción a las investigaciones mencionadas anteriormente, pues a pesar de tener potencias, alturas y áreas similares a la configuración con lente de Fresnel, existen grandes diferencias en cuanto a tiempo de vida, mantenimientos pero sobre todo en costo ambiental, pues una vez concluido el tiempo de vida de una celda fotovoltaica, sus componentes son altamente contaminantes, así como su fabricación, por lo que un sistema realmente más sustentable es considerando el uso de un motor Stirling cuyo mantenimiento se reduce a lubricación y una vez desechado no contamina de manera tóxica.

Finalmente, otro factor a considerar, deberán ser los costos de cada arreglo, los cuales, se describen en la Tabla 12, para ellos, se consideraron los costos actuales en tiendas ferreteras, así como los costos estimados por Monreal, (2012), donde establece que para la elaboración de concentradores solares se tiene un costo de 120 €/m² para el Lente de Fresnel y de 150 €/m² para el Cilindro Parabólico.

Para dicho cuadro comparativo se consideró en todos los casos el costo del equipo de captación solar, la bomba, el motor, la interconexión de todos los componentes y los costos de instalación, cabe destacar que el consumo del generador eléctrico a gasolina es de 1 litro cada 1.5 h.

Tabla 7. Relación de costos y potencias para diferentes métodos de bombeo.

	Potencia de Salida [W]	Costo M.N.
CPC	530.1	\$ 48,904.00
FRESNEL	530.1	\$ 21,844.00
PANELES SOLARES	600	\$ 35,262.00
GENERADOR GASOLINA	800	\$ 7,500.00+gasolina

Conclusiones y Recomendaciones.

Universidad Juárez Autónoma de Tabasco.
México.

CONCLUSIONES

En este trabajo se verificó la viabilidad de un sistema de cogeneración sustentable para comunidades donde no hay red eléctrica, aprovechando la energía térmica solar. Para las dos configuraciones planteadas se tienen ventajas y desventajas propias de los métodos de calentamiento, sin embargo, se confirma la factibilidad del sistema global. La temperatura de 571.45 K, encontrada a partir del análisis adimensional propuesto resulta estar dentro del rango de temperaturas que pueden suministrar los dos sistemas, adicional a que se asegura la viabilidad del motor Stirling. Sin embargo, el dimensionamiento establece un área para el sistema de concentración solar mediante Cilindro Parabólico de 10.88 m² y para el Lente de Fresnel de 3.33 m². A pesar de encontrarse fuera de los alcances de este trabajo, es necesario realizar un análisis de factibilidad económica para cada uno de los sistemas de acuerdo a costos de construcción y operatividad.

Es importante mencionar que en el análisis de CFD de las configuraciones se observa que el sistema de concentración focal (Lente de Fresnel) presenta mayor variación que el de enchaquetamiento (cilindro Parabólico), al comportarse con diferenciales de temperatura mayores, lo cual podría representar un problema para la operación a largo plazo por la variación de presiones y temperaturas tan altas.

El sistema de generación eléctrico, que opera mediante el aprovechamiento del movimiento alternativo del pistón del motor Stirling y vástago de la bomba de pistón, representa el 0.455% de la energía total aprovechable, sin embargo, representa 1.246 kg de CO₂ de manera diaria que no son emitidos por generación eléctrica. Ambas configuraciones, a pesar de presentar eficiencias globales bajas, 5.61% para el Concentrador Cilindro Parabólico y 16.08% para el Lente de Fresnel, muestran gran potencial para sistemas de aprovechamiento solar, al ser comparadas contra las eficiencias de otros sistemas solares.

El sistema analizado presenta ventajas como el ser sostenible, así como la metodología propuesta para el dimensionamiento del motor Stirling, pues se asegura su funcionamiento. Finalmente una de las principales aportaciones es la incorporación del generador lineal en un movimiento alternante que a pesar de su bajo aporte eléctrico, las tecnologías actuales requieren de menores cantidades de energía eléctrica, lo que hace un componente de vital importancia para futuros trabajos.

RECOMENDACIONES

Para las simulaciones se consideró el aire, debido a su alta disponibilidad considerando la posterior manufactura del prototipo, sin embargo, es recomendable realizar la simulación con diferentes tipos de gases y analizar los diferentes comportamientos de temperatura, presión y velocidad que se obtendrían, así como un estudio de justificación del costo y su impacto en la eficiencia global.

Para el análisis de los sistemas, se consideraron las eficiencias descritas en la bibliografía, dichas eficiencias pueden variar de acuerdo al método de manufactura y calidad de materiales empleados, por lo cual se recomienda verificar la eficiencia de cada componente previo a su ensamblaje y puesta en marcha.

Finalmente, es de vital importancia actualizar los costos de manufactura, así como de equipo necesario, pues al vivir en una economía en constante cambio, la viabilidad y tiempo de retorno de inversión de algún arreglo puede variar de manera drástica.

REFERENCIAS

- Adeff JA, Hoffer TJ. "Design and Construction of a Solar-Powered, Thermoacoustically Driven, Thermoacoustic Refrigerator." *Journal of Acoustical Society of America*, vol. 107, 2000, pp. 37–42.
- Alberti, Fabrizio, and Luigi Crema. "Design of a New Medium-Temperature Stirling Engine for Distributed Cogeneration Applications." *Energy Procedia*, vol. 57, Elsevier B.V., 2014, pp. 321–30, doi:10.1016/j.egypro.2014.10.037.
- Alexandri, Rafael; Guerrero, Luis; Rodríguez, and Bolaños. *CFE Perspectiva.Pdf*. SENER, 2016.
- Almajri, Ahmad K., et al. "Modelling and Parametric Study of an Efficient Alpha Type Stirling Engine Performance Based on 3D CFD Analysis." *Energy Conversion and Management*, vol. 145, Elsevier Ltd, 2017, pp. 93–106, doi:10.1016/j.enconman.2017.04.073.
- Andersson, Bengt, et al. "Computational Fluid Dynamics for Engineers." *Cambridge University Press*, 2012, http://books.google.com/books?id=A_g50l6wS-0C&pgis=1.
- Barbero, Antonio J. *Inducción Electromagnética*. Grupo Caja Bioenerg, 2004.
- Boutelhig, A., et al. "Comparison Study to Select an Optimum Photovoltaic Pumping System (PVPS) Configuration upon Experimental Performances Data of Two Different Dc Pumps Tested at Ghardaia Site." *Energy Procedia*, vol. 6, 2011, pp. 769–76, doi:10.1016/j.egypro.2011.05.087.
- Caughley, Alan, et al. "CFD Analysis of a Diaphragm Free-Piston Stirling Cryocooler." *Cryogenics*, vol. 79, no. June, 2016, pp. 7–16, doi:10.1016/j.cryogenics.2016.06.009.
- Cengel, Yunus., and Jonh. Cimbala. "Mecánica de Fluidos: Fundamentos y Aplicaciones." *Tabla A-3*, 1a ed., McGraw-Hill, 2006.
- Chen, Wen-lih. "A Study on the Effects of Geometric Parameters in a Low-Temperature- Differential c -Type Stirling Engine Using CFD." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Elsevier Ltd, 2016, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.11.007.
- Comisión Nacional del Agua. *Manual de Agua Potable, Alcantarillado y Saneamiento*. 2007, <http://www.conagua.gob.mx/CONAGUA07/Publicaciones/Publicaciones/Libros/13DisenoConstruccionyOperacionDeTanquesDeRegulacion.pdf>.

- CONAGUA, Comisión Nacional del Agua. *Actualización de La Disponibilidad Media Anual de Agua Subterránea En El Acuífero Macuspana, Estado de Tabasco*. 2015, https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/103375/DR_2706.pdf.
- Darlington, Roy y Strong, Keith. "Stirling and Hot Air Engines: An Insight into Building and Designing Experimental Model Stirling Engines." *Wiltshire: The Crowood Press Ltd*, 2005.
- Duffie, John, and William Beckman. *Solar Engineering of Thermal Processes*. 4th ed., 2013.
- Eléctricas, Instituto de Investigaciones. *Evaluación de Recursos Energéticos Renovables*. 2016, <http://sag01.iiie.org.mx/evaluarer/fuenteSolar.html>.
- Feng, Huihua, et al. "Research on the Intermediate Process of a Free-Piston Linear Generator from Cold Start-up to Stable Operation: Numerical Model and Experimental Results." *Energy Conversion and Management*, vol. 122, Elsevier Ltd, 2016, pp. 153–64, doi:10.1016/j.enconman.2016.05.068.
- Formosa, Fabien, et al. "Equivalent Electrical Network Model Approach Applied to a Double Acting Low Temperature Differential Stirling Engine." *Energy Conversion and Management*, vol. 78, 2014, pp. 753–64, doi:10.1016/j.enconman.2013.11.049.
- Fuqiang, Wang, et al. "Progress in Concentrated Solar Power Technology with Parabolic Trough Collector System: A Comprehensive Review." *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 79, no. February, Elsevier Ltd, 2017, pp. 1314–28, doi:10.1016/j.rser.2017.05.174.
- Gerencia de Energías No Convencionales, IIE. *Sistema de Información Geográfica Para Las Energías Renovables en México*. 2011, <http://sag01.iiie.org.mx/siger/>.
- Hafez, A. Z., et al. "Solar Parabolic Dish Stirling Engine System Design, Simulation, and Thermal Analysis." *Energy Conversion and Management*, vol. 126, no. August, 2016, pp. 60–75, doi:10.1016/j.enconman.2016.07.067.
- Hamidat A. , Benyoucef B., Hartani T. "Small-Scale Irrigation with Photovoltaic Water Pumping System in Sahara Regions." *Renewable Energy*, vol. 28, 2003, pp. 1081–96, doi:10.1016/S0960-1481(02)00058-7.
- Heald, C. C., and Cameron. *Hydraulic Data*. 14th editi, Ingersoll-Dresser Pumps, 1983.
- Hovstadius, Gunnar. "Life-Cycle Strategy for Pumps Improves Cost Structure." *World Pumps*, no. 413, 2001, pp. 30–32.
- Instituto Nacional de Estadística y Geografía INEGI. *Banco de Indicadores*. 2015,

- <http://www.beta.inegi.org.mx/app/indicadores/>.
- Instituto Nacional de Estadística y Geografía, INEGI. *Encuesta Nacional de Ingresos y Gastos de Los Hogares (ENIGH) 2014*. 2015, <http://www.beta.inegi.org.mx/proyectos/enchogares/regulares/enigh/tradicional/2014/>.
- Jia, Boru, et al. "Design, Modelling and Validation of a Linear Joule Engine Generator Designed for Renewable Energy Sources." *Energy Conversion and Management*, vol. 165, no. December 2017, Elsevier, 2018, pp. 25–34, doi:10.1016/j.enconman.2018.03.050.
- Kriebel, Doug. "Key Centrifugal Pump Parameters and How the Impactypur Applications." *Pumps & Systems*, vol. Part 2, 2000.
- Kumar, Vinod, et al. "Fresnel Lens: A Promising Alternative of Reflectors in Concentrated Solar Power." *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 44, 2015, pp. 376–90, doi:10.1016/j.rser.2014.12.006.
- Kwankaomeng, Sutapat, et al. "Investigation on Stability and Performance of a Free-Piston Stirling Engine." *Energy Procedia*, vol. 52, Elsevier B.V., 2014, pp. 598–609, doi:10.1016/j.egypro.2014.07.115.
- Lavinia, Grosu., et al. "Study of a Stirling Engine Used for Domestic Microcogeneration. Thermodynamic Analysis and Experiment." *INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH*, 2015, wileyonlinelibrary.com.
- Monreal Cruz, Jorge Alejandro. *Diseño de Un Concentrador Solar Lineal Tipo Fresnel de Baja Entalpía Para Calor de Procesos*. Universidad veracruzana, 2012.
- Nakajima, Naomasa, et al. "Study on Microengines: Miniaturizing Stirling Engines for Actuators." *Sensors and Actuators*, vol. 20, no. 1–2, Nov. 1989, pp. 75–82, doi:10.1016/0250-6874(89)87104-5.
- Oros Pop, Teodora Susana, et al. "Linear Generator for a Free Piston Stirling Engine." *Journal of Electrical and Electronics Engineering*, vol. 7, no. 1, 2014, pp. 111–16.
- Prinsloo, Gerro, et al. "Model Based Design of a Novel Stirling Solar Micro-Cogeneration System with Performance and Fuel Transition Analysis for Rural African Village Locations." *Solar Energy*, vol. 133, 2016, pp. 315–30, doi:10.1016/j.solener.2016.04.014.
- Righton Blackburns. *Aluminium Alloy QQ-A-200/11 T6511 Bar*. 2019, http://rightonblackburns.co.uk/datasheets/view/Aluminium-Alloy-QQ-A-20011-T6511-Bar_206.

- Rubbia, C. *No Advances in Solar Energies: Looking into the Future. Key Note Lecture, 13th. In: Proceedings of International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies.* 2006, pp. 20–23.
- Secretaría de Energía (SENER). *Programa de Desarrollo Del Sistema Eléctrico Nacional.* 2017, <http://www.gob.mx/sener/acciones-y-programas/programa-de-desarrollo-del-sistema-electrico-nacional-33462>.
- Senft, JR. "A Simple Derivation of the Generalized Beale Number." *Proceedings of the 17th Intersociety*, no. Paper 829273, 1982.
- Stephen, Smith. "Twin-Screw Pumps v.s. Centrifugal and Reciprocating Pumps." *Pumps & Systems*, 2000.
- Stirling International - Configurations.*
http://www.stirlinginternational.org/docs/presentations/mechanical_arrangements.asp. Accessed 31 Mar. 2017.
- Tchobanoglous, G. *Ingeniería de Aguas Residuales, Redes de Alcantarillado y Bombeo.* Editorial McGraw-Hill., 1996.
- Udawan R. R. , Mohite K. C., Takwale M. G. "Study of Performance of Fresnel Lens Solar Concentrator." *International Journal of Energy Engineering*, vol. 6 (1A), 2016, pp. 14–22.
- Ulloa, Carlos, et al. "Application Model for a Stirling Engine Micro-Generation System in Caravans in Different European Locations." *Energies*, vol. 6, no. 2, 2013, pp. 717–32, doi:10.3390/en6020717.
- VichaiditN, AksornpromratN, KijswangS. *Design and Construction of Free-Piston Type Stirling Engine.* 2009.
- Vineeth, C. *Stirling Engines: A Beginners Guide.* Thiruvananthapuram College of Engineering., 2008.
- Walker, Graham, Senft J. R. *Free Piston Stirling Engines.* Springer-Verlag Berlin. 1985.
- Wang, Kai, et al. "Stirling Cycle Engines for Recovering Low and Moderate Temperature Heat: A Review." *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 62, Elsevier, 2016, pp. 89–108, doi:10.1016/j.rser.2016.04.031.
- Wu, Samuel. *Comparing Reciprocating Pumps.* National Oilwell Varco, 2005, p. 9.
- Xie, W. T., et al. "Concentrated Solar Energy Applications Using Fresnel Lenses : A Review." *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 6, Elsevier Ltd, 2011, pp. 2588–606, doi:10.1016/j.rser.2011.03.031.

Zhai H, Dai YJ, Wu JY, Wang RZ, Zhang LY. "Experimental Investigation and Analysis on a Concentrating Solar Collector Using Linear Fresnel Lens." *Energy Conversion and Management*, vol. 51 (1), 2010, pp. 48–55.

Universidad Juárez Autónoma de Tabasco.
México.

ANEXOS

ANEXO A

Datos de propiedades
físicas del aceite mineral.



Aceite mineral para transmisión de calor

Descripción

Pirobloc HTF-MINERAL es un aceite especialmente adecuado para su uso en sistemas de transferencia de calor.

Este aceite se basa en parafina, obtenido con los tratamientos modernos de refinación que le da la propiedad adecuada.

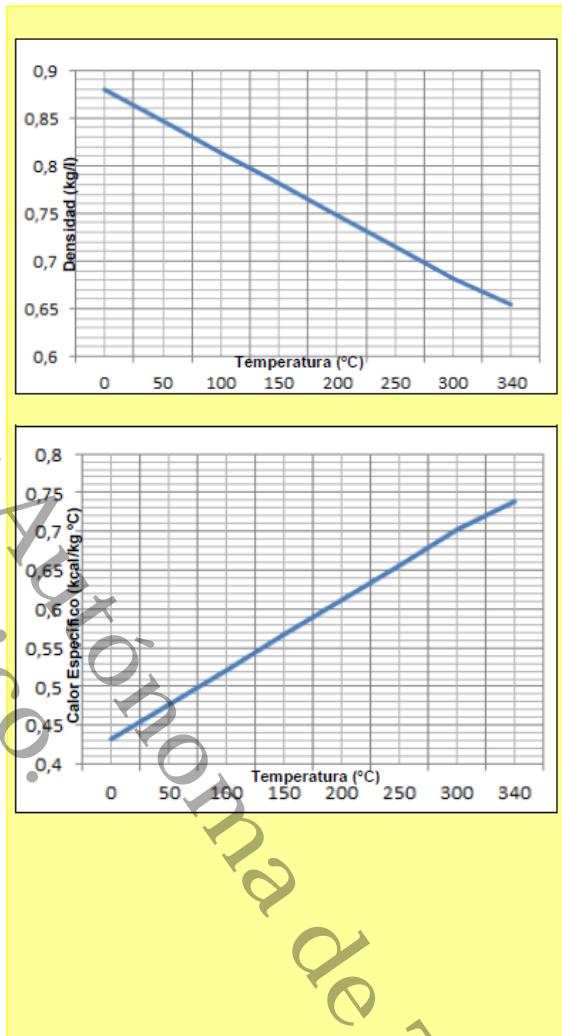
Características

- Alta estabilidad
- Excelente resistencia a la oxidación
- Intervalo de destilación muy pequeño
- Viscosidad adecuada
- Presión de vapor adecuado
- Elevado poder anti-espumante y de separación de aire

Modo de empleo

Debemos disponer de un depósito auxiliar de expansión que absorba los cambios de volumen del Pirobloc HTF-Mineral durante el calentamiento.

Debe evitarse la llama directa en los tubos de circulación del fluido para eliminar sobrecalentamientos y elevadas temperaturas de flujo.



ANEXO B

Aviso SEMARNAT.



Subsecretaría de Planeación y Política Ambiental
Dirección General de Políticas para el Cambio Climático

“2015, Año del Generalísimo José María Morelos y Pavón”

México, D.F. a 15 de octubre de 2015

AVISO

para el reporte del Registro Nacional de Emisiones

Por medio del presente, se informa que el factor de emisión para el cálculo de emisiones indirectas por consumo de electricidad para el periodo 2014, cuando el proveedor sea Comisión Federal de Electricidad, será:

0.454 toneladas de CO₂ / MWh

El cual deberá multiplicarse por el consumo eléctrico (en unidades de Mega Watts-hora) para obtener la emisión indirecta por consumo de electricidad del establecimiento sujeto a reporte.

ANEXO D

Propiedades de Aluminio
7075.

Universidad Juárez Autónoma de Tabasco.
México.

Aluminium Alloy QQ-A-200/11 T6511 Bar



SPECIFICATIONS

Commercial	7075
------------	------

A very high strength aerospace aluminium alloy with, depending upon temper, Yield Strength of 24-68 ksi (165 - 465 MPa) and Tensile Strength of 40-78 ksi (275 - 540 MPa).

This alloy is used where high strength is required and where good resistance to general corrosion is NOT important.

CHEMICAL COMPOSITION

SAE AMS QQ-A-200/11
Alloy QQ-A-200/11

Element	% Present
Zinc (Zn)	5.10 - 6.10
Magnesium (Mg)	2.10 - 2.90
Copper (Cu)	1.20 - 2.00
Iron (Fe)	0.0 - 0.50
Chromium (Cr)	0.18 - 0.28
Silicon (Si)	0.0 - 0.40
Manganese (Mn)	0.0 - 0.30
Titanium (Ti)	0.0 - 0.20
Others (Total)	0.0 - 0.15
Other (Each)	0.0 - 0.05
Aluminium (Al)	Balance

ALLOY DESIGNATIONS

Aluminium alloy QQ-A-200/11 has similarities to the following standard designations and specifications but **may not be a direct equivalent:**
AMS 4166, AMS 4168, AMS 4169

TEMPER TYPES

Alloy QQ-A-200/11 is supplied in a wide range of tempers:

- O - Soft
- T6 - Solution heat treated and artificially aged
- T62 - Solution heat treated then artificially aged by the user
- T6510 - Solution heat treated and stress-relieved by stretching then artificially aged with no straightening after aging - Equivalent to T4 condition
- T6511 - Solution heat treated and stress-relieved by stretching then artificially aged with minor straightening after aging - Equivalent to T4 condition
- T73 - Solution heat treated then specially artificially aged for resistance to stress corrosion
- T7310
- T7311
- T8511 - Solution heat treated, stress-relieved by stretching then artificially aged
- T7351 - Solution heat treatment then specially artificially aged for resistance to stress corrosion.
- T73511

SUPPLIED FORMS

Alloy QQ-A-200/11 T6511 is supplied in extruded bar

- Bar
- Extrusions

GENERIC PHYSICAL PROPERTIES

Property	Value
Density	2.81 g/cm ³
Melting Point	635 °C
Thermal Expansion	23.5 ×10 ⁻⁶ /K
Modulus of Elasticity	72 GPa
Thermal Conductivity	134-160 W/m.K
Electrical Resistivity	40 % IACS

'Typical' Physical Properties are given