



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA – DISEÑO MECÁNICO

DISEÑO PRELIMINAR Y MODELO MATEMÁTICO DE UN CONVERTIDOR STIRLING

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:
DAVID BALANDRA GÓMEZ

TUTOR PRINCIPAL
DR. ARMANDO ROJAS MORÍN
FACULTAD DE INGENIERÍA

CIUDAD UNIVERSITARIA, CD. DE MÉXICO, NOVIEMBRE 2017

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Borja Ramírez Vicente
Secretario: Dr. Ramírez Reivich Alejandro C.
Vocal: Dr. Rojas Morin Armando
1^{er}. Suplente: Dr. González González Leopoldo A.
2^{d o}. Suplente: Dr. Rocha Cózatl Edmundo Gabriel

Lugar o lugares donde se realizó la tesis: Ciudad Universitaria, Ciudad de México

TUTOR DE TESIS:

Dr. Armando Rojas Morin

FIRMA

Dedicatoria

Dedico este trabajo a mis amados abuelos, Benita y Eugenio, tenaces como los sabinos de mi pueblo; a mis padres, sustento y fuente de cariño, Miriam y José; a mis joviales y productivos hermanos, Hugo y Arturo; a mi tierna compañía, Abril, de bellas mejillas y hermosos cabellos; a mi esplendente sobrinita Azul; a mis perspicaces amigos Sebastián, Luis, Israel y Alejandro; y al resto de mis amables familiares y amigos.

Agradecimientos

Agradezco a Dios, la primera, segunda, tercera y enésima oportunidades concedidas; a la UNAM, el conocimiento y la sabiduría que me ha transmitido; al Dr. Armando Rojas, el haberme permitido desarrollar este admirable tema de investigación; al CONACYT, la beca otorgada a través del PNPC; y al proyecto PAPIIT No. IN 115416, de la DGAPA, el apoyo ofrecido.

Contenido

LISTA DE FIGURAS.....	III
LISTA DE TABLAS	VI
NOMENCLATURA	VII
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1. ANTECEDENTES.....	3
1.1 MOTOR STIRLING	3
1.2 HISTORIA	3
1.3 TERMODINÁMICA DEL CICLO STIRLING	9
1.4 CLASIFICACIÓN DE LOS MOTORES STIRLING	10
1.5 MOTOR STIRLING DE PISTÓN LIBRE	11
1.6 CONVERTIDOR STIRLING AVANZADO.....	13
1.6.1 Cojinetes de gas	15
1.6.2 Resortes planos	17
1.6.3 Alternador lineal.....	18
1.6.4 Vástago de flexión.....	22
1.8 OBJETIVOS DEL TRABAJO.....	25
CAPÍTULO 2. MÉTODO DE DISEÑO.....	27
2.1 DECLARACIÓN DE LA MISIÓN	28
2.2 IDENTIFICACIÓN DE LAS NECESIDADES DEL CLIENTE	30
2.3 ELABORACIÓN DE LA LISTA DE MÉTRICAS	32
2.4 COMPARACIÓN EN EL MERCADO Y DE PROTOTIPOS DE CONVERTIDORES STIRLING	34
2.5 LISTA DE ESPECIFICACIONES.....	36
2.6 CONFIGURACIÓN DEL CONCEPTO DE SOLUCIÓN.....	36
2.7 DIAGRAMAS FUNCIONALES	36
2.8 ÁRBOL DE CLASIFICACIÓN DE CONCEPTOS	37
2.9 MATRIZ MORFOLÓGICA	39
2.10 PRINCIPIO DE SOLUCIÓN	39
2.10.1 Desplazador.....	42
2.10.2 Pistón.....	43
2.10.3 Enfriador.....	44
2.10.4 Calentador.....	44
2.10.5 Regenerador.....	45
2.10.6 Alternador lineal	45
2.10.7 Vástago flexible.....	46
2.10.8 Resorte plano	46
2.10.9 Armazón.....	47
2.11 ENSAMBLE CONVERTIDOR STIRLING.....	47
CAPÍTULO 3. MODELADO DEL DISEÑO PROPUESTO.....	49
3.1 VARIABLES GENERALIZADAS Y ELEMENTOS DE SISTEMAS.....	49
3.2 MODELADO POR INTERCONEXIÓN DE SISTEMAS	50
3.3 DESARROLLO DEL MODELO.....	52

CAPÍTULO 4. RESULTADOS	59
4.1 PRUEBA DEL MODELO MODIFICADO	59
4.1.1 <i>Determinación de los valores de los parámetros</i>	61
4.2 RESULTADOS DEL ANÁLISIS NUMÉRICO DEL MODELO MODIFICADO	62
5. CONCLUSIONES	67
5.1 CONCLUSIÓN RESPECTO AL OBJETIVO GENERAL	67
5.2 CONCLUSIONES RESPECTO A LOS OBJETIVOS PARTICULARES:	67
REFERENCIAS.....	69
APÉNDICE A – FOLLETOS COMERCIALES SOBRE EL MOTOR STIRLING.....	73
APÉNDICE B - ANÁLISIS NUMÉRICO PROGRAMADO EN <i>MATHEMATICA</i>	76
APÉNDICE C – PLANOS PRELIMINARES	80

Lista de figuras

Figura 1.1 Motor inventado por Robert Stirling [5].	3
Figura 1.2 De Philips, el diseño de Motor Stirling de plato oscilante [7].	4
Figura 1.3 (a) Demostrador y (b) concepto de un Motor Stirling con accionamiento rómbico de Philips [8].	4
Figura 1.4 Motor Stirling 4-215 de Philips-Ford [9].	5
Figura 1.5 Coche Ford Torino con motor Stirling [9].	5
Figura 1.6 Motor Stirling P-40 de United Stirling de Suecia [6].	5
Figura 1.7 Motor Stirling P-40 en un vehículo Opel [10].	5
Figura 1.8 Disposición tipo Rinia para el motor Stirling [6].	6
Figura 1.9 Motor Stirling GPU-3 [11].	6
Figura 1.10 Banco de pruebas para el GPU-3 [11].	6
Figura 1.11 Motor Stirling financiado por USAID para uso en Bangladés [4].	7
Figura 1.12 Motor Stirling energizado con cáscara de arroz [4].	7
Figura 1.13 Una de las ilustraciones de la patente núm. 3,552,120 asignada a William Beale [12].	7
Figura 1.14 Sistema de cogeneración doméstica [2].	8
Figura 1.15 Enfriador criogénico [2].	8
Figura 1.16 Convertidor Stirling de pistón libre [13].	8
Figura 1.17 Sistema <i>Power Palm</i> [14].	8
Figura 1.18 Sistema de potencia solar concentrada de Cleanergy [15].	9
Figura 1.19 Refrigeradores Stirling de Twinbird [16].	9
Figura 1.20 Estados del ciclo Stirling ideal [17].	10
Figura 1.21 Ciclo Stirling teórico [17].	10
Figura 1.22 Disposiciones mecánicas de los motores Stirling tipo (a) alfa, (b) beta, (c) gama y (d) doble efecto [19].	11
Figura 1.23 Vista de la sección de un motor Stirling de pistón libre simplificado [20].	12
Figura 1.24 Combinación de motor Stirling y bomba hidráulica con válvulas de retención (partes 658 y 660) [12].	13
Figura 1.25 Esquema de Convertidor Stirling Avanzado [21].	14
Figura 1.26 Sección de (a) un refrigerador criogénico que incluye un cojinete de gas y de (b) un pistón mejorado. (c) Perspectiva del núcleo interior. (d) Sección del manguito exterior [24].	17
Figura 1.27 Vista (a) superior y (b) lateral de un resorte plano [22].	18
Figura 1.28 Vista de la sección transversal de una máquina lineal recíprocante [23].	19
Figura 1.29 Vista esquemática de la sección lateral de una máquina lineal recíprocante [23].	19
Figura 1.30 Vista isométrica del estátor de un alternador lineal [23].	20
Figura 1.31 Vista lateral de la máquina con el émbolo en una segunda posición extrema [23].	21
Figura 1.32 Gráfica del flujo en el circuito magnético versus el desplazamiento axial del émbolo [23].	21
Figura 1.33 Circuito eléctrico equivalente de la máquina [23].	21
Figura 1.34 Vista parcial de la máquina con el émbolo en su posición central o de reposo [23].	21
Figura 1.35 Fuerza centralizadora sobre el émbolo como función de su desplazamiento axial [23].	22
Figura 1.36 Diagramas de (a) la deformación lateral como suma de sus componentes (b) de traslación y (c) angular [22].	23
Figura 2.1 Actividades iniciales de la etapa de desarrollo de concepto [27].	27
Figura 2.2 Pasos en la planeación y proceso de diseño [28].	27

Figura 2.3 Adaptación a las directrices para plantear un método de diseño del motor.	27
Figura 2.4 Declaración de la misión para el diseño mecánico de un motor Stirling de pistón libre.	29
Figura 2.5 Formulario en línea para recopilar las necesidades de posibles usuarios.	30
Figura 2.6 Análisis funcionales del motor Stirling de pistón libre representados con diagramas de (a) caja negra general y (b) de refinamiento que muestra subfunciones del motor.	37
Figura 2.7 Árbol de clasificación de conceptos de fuentes de energía para el motor Stirling.	38
Figura 2.8 Matriz morfológica que muestra una combinación de subsoluciones para formar un principio de solución o concepto de motor.	41
Figura 2.9 Vista de la sección parcial de un cilindro de un motor Stirling que incluye un desplazador que incorpora las enseñanzas de la patente 4,559,779.	43
Figura 2.10 Vista de sección del desplazador.	43
Figura 2.11 Perspectivas del pistón (a) sombreada con aristas y (b) con líneas ocultas visibles.	43
Figura 2.12 Vista de sección del ensamble enfriador y la transición.	44
Figura 2.13 Perspectiva del calentador.	44
Figura 2.14 Regenerador de acero inoxidable 304L [43].	45
Figura 2.15 Perspectivas de (a) un émbolo o lata con imanes permanentes, (b) un cilindro con estátor interno y (c) un estátor externo resguardando una bobina.	45
Figura 2.16 Ubicación de las soldaduras de empalme [44].	46
Figura 2.17 Vástago flexible.	46
Figura 2.18 Vista isométrica del resorte plano.	47
Figura 2.19 (a) Cabeza calentadora, (b) junta de transición y (c) recipiente a presión.	47
Figura 2.20 Sección longitudinal del convertidor Stirling.	48
Figura 3.1 Un sistema convertidor de energía [46].	49
Figura 3.2 Descripción abstracta del mecanismo de transferencia de energía [46].	49
Figura 3.3 Un circuito eléctrico como ejemplo simple de transmisión de energía [46].	50
Figura 3.4 Conexión en (a) serie y (b) paralelo entre elementos de sistemas [46].	51
Figura 3.5 Restricción de compatibilidad sobre variables de esfuerzo [46].	51
Figura 3.6 Restricción de continuidad sobre variables de flujo [46].	51
Figura 3.7 Esquema de un motor Stirling de pistón libre.	52
Figura 3.8 Diagrama de interconexión para el desplazador del motor Stirling.	53
Figura 3.9 Diagrama de interconexión para el pistón del motor Stirling.	53
Figura 3.10 Distribución lineal de temperatura del gas en el regenerador [48].	55
Figura 4.1 (a) Ecuaciones adimensionalizadas o no-dimensionales y (b) cambio de variables para longitud y tiempo dados en el artículo “Hopf Instabilities in Free Piston Stirling Engines” [49].	59
Figura 4.2 Parámetros adimensionales para un motor Stirling tipo beta dados en [49].	60
Figura 4.3 Gráfica de los desplazamientos del pistón y el desplazador; las líneas discontinuas naranjas horizontales delimitan las amplitudes, los puntos magenta indican los orígenes de las ondas.	62
Figura 4.4 Partes de la gráfica de los desplazamientos del pistón y el desplazador que muestran (a) una sección del estado transitorio y (b) otra sección del estado permanente.	63
Figura 4.5 Ángulo de fase pistón a desplazador y amplitudes de onda.	64
Figura 4.6 Gráfica paramétrica de los desplazamientos en estado estable del pistón y el desplazador, mostrados en azul de acuerdo a [49], y expuestos en rojo conforme a esta obra.	65
Figura 4.7 Gráfica de velocidades del pistón y el desplazador; las líneas interrumpidas rojas horizontales delimitan las amplitudes, y el punto rojo indica los orígenes de las ondas.	65

Figura 4.8 Gráfica de aceleraciones del pistón y el desplazador; las líneas intermitentes cafés horizontales delimitan las amplitudes, y los puntos verdes indican los comienzos de las ondas.66

Lista de tablas

Tabla 1.1 Parámetros y factores de mérito para vástagos de flexión hechos de aluminio (deformable) y acero inoxidable (rígido) [22].	25
Tabla 2.1 Posibles necesidades del cliente respecto al motor Stirling de pistón libre.....	31
Tabla 2.2 Métricas basadas en las posibles necesidades del cliente acerca del motor.	32
Tabla 2.3 Comparación mercantil o <i>Benchmarking</i> y de prototipos del motor Stirling de pistón libre.	35
Tabla 2.4 Especificaciones pretendidas.....	36
Tabla 3.1 Notación para el modelado del motor Stirling de pistón libre.	52
Tabla 4.1 Valores de los parámetros indicados en la referencia [49].	61
Tabla 4.2 Resultados obtenidos mediante programación y los reportados en [49].	65

Nomenclatura

Capítulo 1

C_L	Deformación (o docilidad) lateral de un vástago
C_y	Componente de traslación de la deformación lateral
C_θ	Componente angular de la deformación lateral
E	Módulo de Young del material de un vástago
F_b	Fuerza de pandeo sobre una barra sólida
Φ_y	Factor de mérito lateral de un vástago
Φ_θ	Factor de mérito angular de un vástago
I	Momento de inercia
L	Longitud de un vástago o barra
M	Momento aplicado o par de fuerzas
π	Número pi
R	Radio de un vástago
θ	Desplazamiento angular del extremo de un vástago
W	Fuerza lateral
y	Desplazamiento lateral del extremo de un vástago

Capítulos 3 y 4

A_d	Área del desplazador
a_d	Definición dada en <i>Ulusoy</i> [48]
A_p	Área del pistón
a_p	Definición dada en <i>Ulusoy</i> [48]
A_r	Área del vástago del desplazador
b_d	Constante de amortiguamiento del desplazador
b_p	Constante de amortiguamiento del pistón
dV_R	Volumen infinitesimal del gas de trabajo en el regenerador
ds	Elemento diferencial de desplazamiento
F_{bd}	Fuerza de amortiguamiento del desplazador
F_{bp}	Fuerza de amortiguamiento del pistón
F_d	Fuerza sobre el desplazador debida a la presión
F_{kb}	Fuerza del resorte sobre el desplazador
F_{kp}	Fuerza del resorte sobre el pistón
F_{md}	Fuerza de inercia del desplazador
F_{mp}	Fuerza de inercia del pistón
F_p	Fuerza sobre el pistón debida a la presión
k_d	Constante de rigidez para el desplazador
k_p	Constante de rigidez para el pistón
L_R	Longitud del regenerados
m_c	Masa del gas de trabajo en el espacio de compresión
m_d	Masa del desplazador

m_e	Masa del gas de trabajo en el espacio de expansión
m_h	Masa del gas de trabajo en el calentador
m_k	Masa del gas de trabajo en el enfriador
m_p	Masa del pistón
m_R	Masa del gas de trabajo en el regenerador
m_t	Masa total del gas de trabajo
N_1	Nodo uno
N_2	Nodo dos
\bar{p}	Presión en el espacio de trabajo
P_b	Presión del gas de trabajo en el espacio de rebote
P_c	Presión del gas de trabajo en el espacio de compresión
P_e	Presión del gas de trabajo en el espacio de expansión
P_h	Presión del gas de trabajo en el calentador
P_k	Presión del gas de trabajo en el enfriador
P_m	Presión promedio del gas de trabajo
P_R	Presión del gas de trabajo en el regenerador
R	Constante del gas ideal
ρ	Densidad del gas de trabajo
s	Desplazamiento en la longitud del regenerador
T_c	Temperatura del gas de trabajo en el espacio de compresión
T_e	Temperatura del gas de trabajo en el espacio de expansión
T_h	Temperatura del gas de trabajo en el calentador
T_k	Temperatura del gas de trabajo en el enfriador
T_R	Temperatura del gas de trabajo en el regenerador
V_c	Volumen del gas de trabajo en el espacio de compresión
V_{c0}	Volumen promedio en el espacio de compresión
V_e	Volumen del gas de trabajo en el espacio de expansión
V_{e0}	Volumen promedio en el espacio de expansión
V_h	Volumen del gas de trabajo en el calentador
V_k	Volumen del gas de trabajo en el enfriador
V_{mT}	Definición dada en <i>Ulusoy</i> [48]
V_R	Volumen del gas de trabajo en el regenerador
\ddot{x}_d	Aceleración del desplazador
\dot{x}_d	Velocidad del desplazador
x_d	Desplazamiento del desplazador
\ddot{x}_p	Aceleración del pistón
\dot{x}_p	Velocidad del pistón
x_p	Desplazamiento del pistón

Capítulo 4

α_d	Definición dada en Choudhary [49]
α_p	Definición dada en Choudhary [49]
β	Definición dada en Choudhary [49]

c_{cubic}	Constante cúbica de amortiguamiento del pistón [49] equivalente a b_c
c_d	Constante de amortiguamiento del desplazador [49] equivalente a b_d
c_p	Constante de amortiguamiento del pistón [49] equivalente a b_p
ζ_d	Constante adimensional de amortiguamiento del desplazador [49]
ζ_p	Constante adimensional de amortiguamiento del pistón [49]
γ	Definición dada en Choudhary [49]
κ	Constante adimensional de rigidez para el desplazador [49]
l_d	Holgura del espacio de expansión [49]
l_p	Holgura del espacio de compresión [49]
μ	Constante adimensional cúbica de amortiguamiento del pistón [49]
N_B	Número de Beale [51]
P	Potencia
r	Ratio de amplitudes del desplazador al pistón
S	Definición dada en Choudhary [49] equivalente a la definición V_{mT} de <i>Ulusoy</i> [48]
T	Periodo
τ	Tiempo adimensional [49]
ϕ	ángulo de fase de la onda del pistón a la onda del desplazador
X	Amplitud o carrera del pistón según [49]
X_d	Amplitud de la onda del desplazador calculada con el programa
$\ddot{\chi}_d$	Aceleración adimensional del desplazador [49]
$\dot{\chi}_d$	Velocidad adimensional del desplazador [49]
χ_d	Desplazamiento adimensional del desplazador [49]
X_p	Amplitud de la onda del pistón calculada con el programa
$\ddot{\chi}_p$	Aceleración adimensional del pistón [49]
$\dot{\chi}_p$	Velocidad adimensional del pistón [49]
χ_p	Desplazamiento adimensional del pistón [49]
Ω	Frecuencia del motor según [49]
ω_m	Frecuencia del motor

INTRODUCCIÓN

En la actualidad la Tierra está cada día más contaminada debido a la incesante actividad humana [1]. Se consumen y desechan materiales diversos, algunos no reciclables; se queman combustibles fósiles para obtener energía; se explotan bosques y selvas irresponsablemente; se contaminan las aguas con basura y residuos industriales; etcétera. Por tales motivos es necesario que la humanidad asuma su responsabilidad y se desarrolle de manera ecológicamente sustentable. Una alternativa para satisfacer esta necesidad consiste en emplear tecnología alternativa que aproveche las energías renovables.

Un ejemplo concreto de este tipo de tecnología son los sistemas de cogeneración doméstica que incorporan motores Stirling [2]. En esta aplicación del motor Stirling se puede aprovechar la energía solar o biomasa para transformarlas en energía eléctrica y calor, cumpliendo así con los requerimientos de sostenibilidad. De hecho, existen en el extranjero diversos proveedores comerciales de estos sistemas de cogeneración: Cleanergy, ÖkoFEN, Remeha, Viessmann, etcétera.

En México, estos sistemas de cogeneración son poco conocidos y, mucho menos, comercializados, por lo que es recomendable investigar, divulgar y aprovechar esta tecnología en el país. Para cumplir parcialmente esta recomendación, se proporciona en este trabajo un diseño mecánico preliminar y un modelo matemático de un motor Stirling de pistón libre acoplado a un alternador lineal; tal ensamble, conocido como Convertidor Stirling Avanzado [21], ha sido propuesto y desarrollado, entre otros fabricantes, por Sunpower, Inc. (empresa fundada por William Beale, inventor del motor Stirling de pistón libre), y puede funcionar como componente principal de un sistema de cogeneración doméstica.

Un proyecto con propósitos similares a los de esta tesis, ha sido desarrollado en Japón y reportado en la referencia [31]. En dicha referencia se describen las consideraciones de diseño y los resultados de las pruebas hechas a un prototipo de convertidor Stirling con fines de implementación doméstica. A diferencia del artículo [31], para este trabajo no se manufacturó un prototipo (principalmente por falta de recursos), pero a semejanza del mismo, sí se reportan las consideraciones del diseño preliminar o bosquejo y, al menos, los resultados de las pruebas hechas al modelo matemático.

Por lo tanto, el alcance de esta obra es proporcionar dicho bosquejo y modelo matemático como instrumentos de diseño para un convertidor Stirling, de manera que en un trabajo futuro se pueda perfeccionar, hasta el nivel de detalle, el diseño preliminar propuesto mediante el modelo matemático sugerido, lo cual permitiría la construcción y prueba de un prototipo de convertidor Stirling como parte de un sistema de cogeneración.

Así, en el primer capítulo se dan los antecedentes de los motores Stirling: historia, clasificación, aplicaciones y estado comercial, entre otros, de manera que la evolución de este motor quede descrita desde su invención hasta los diseños modernos, abordando también las patentes en las que está basado el diseño del Convertidor Stirling Avanzado. Una vez que se han descrito estas invenciones, se presenta en el segundo capítulo una metodología de diseño que llevó a la selección de un concepto de motor Stirling, en particular, el concepto del Convertidor Stirling Avanzado. En el tercer capítulo

se desarrolla un modelo matemático de dicho concepto, basado en suposiciones isotérmicas [48]. Después, en el cuarto capítulo, se modifica ligeramente el modelo matemático para ajustarlo a uno ya reportado [49] y probarlo mediante programación en computadora y con los parámetros dados en esa misma referencia, luego los resultados del análisis numérico programado en *Mathematica* son sintetizados. Por último, las conclusiones respecto al objetivo general y a los particulares se deducen en el quinto apartado.

CAPÍTULO 1. ANTECEDENTES

1.1 Motor Stirling

Un motor Stirling es una máquina que opera bajo un ciclo termodinámico cerrado regenerativo con compresión y expansión cíclicas del fluido de trabajo a diferentes niveles de temperatura. El flujo del fluido de trabajo es controlado solo por los cambios de volumen interno, no hay válvulas y, generalmente, hay una conversión neta de calor a trabajo o viceversa [3].

1.2 Historia

La invención del motor Stirling en 1816 se adjudica a Robert Stirling (1790-1878), un clérigo escocés, quien señaló que el uso de aire en vez de vapor como fluido de trabajo en su motor, Figura 1.1, podría permitir una operación más segura, así como mayor eficiencia. Esta aseveración es cierta, pero el motor que él puso en práctica como bomba de agua en las minas de carbón tendía inconvenientemente a quemarse, ya que estaba hecho de hierro fundido y no tenía un control de temperatura efectivo para su cabeza calentadora. A pesar de este y otros defectos, el motor Stirling fue producido comercialmente hasta inicios del siglo XX, usualmente para bombeo de agua y otros usos relativamente poco exigentes [4].

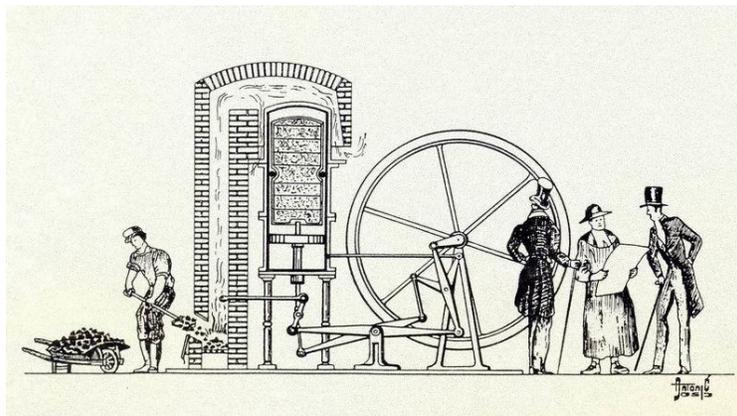


Figura 1.1 Motor inventado por Robert Stirling [5].

La aplicación de los motores Stirling es posterior a la de las máquinas de vapor (1712), y anterior al surgimiento del motor de combustión interna (alrededor de 1860) y de los motores eléctricos de corriente continua (circa 1831) y de corriente alterna (hacia 1887).

De estas últimas invenciones, los motores eléctricos y de combustión interna tuvieron mayor auge comercial que los motores Stirling del siglo XIX y XX, debido a que estos eran de baja potencia específica, por lo que perdieron en la competencia de rendimiento entre potencia y costo, y el motor Stirling quedó, como ya se ha mencionado, conferido a usos menores hasta su renacimiento en la década de 1930, cuando investigadores de Philips, en Holanda, retomaron el interés en este tipo de motor [6]. Los ingenieros de Philips desarrollaron, con materiales modernos y métodos analíticos, motores Stirling más eficientes, potentes y compactos. Dos variantes de sus diseños, los ensambles de plato oscilante y de accionamiento rómbico, se muestran respectivamente en las Figuras 1.2 y 1.3.

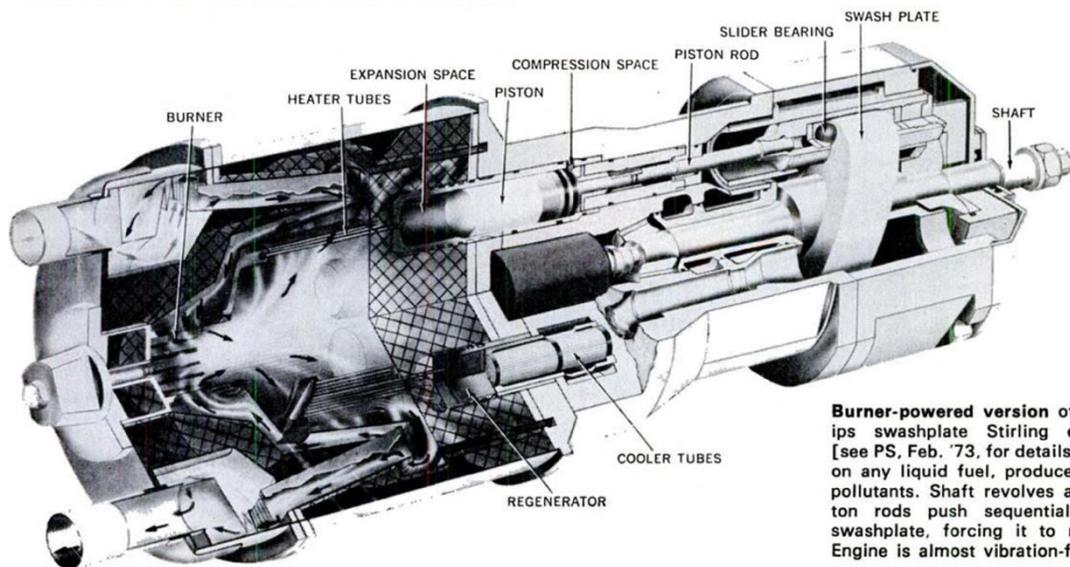
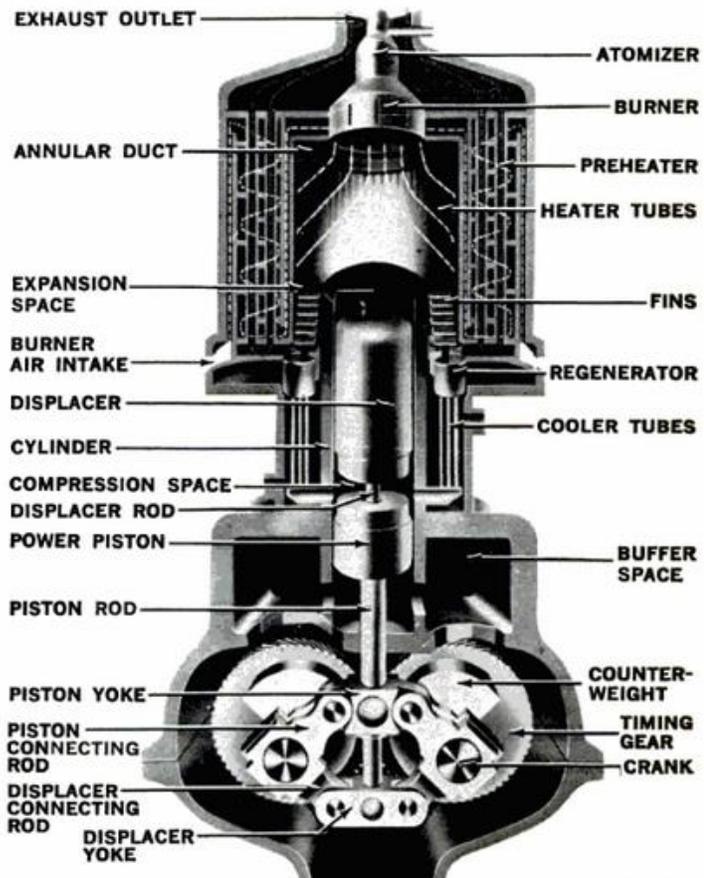


Figura 1.2 De Philips, el diseño de Motor Stirling de plato oscilante [7].



Philips engineer T. von der Ros demonstrates piston and rhombic drive action with one cylinder assembly.

(a)



(b)

Figura 1.3 (a) Demostrador y (b) concepto de un Motor Stirling con accionamiento rómbico de Philips [8].

Estos motores se desarrollaron principalmente con el objetivo de impulsar automóviles a bajos niveles de polución, pero también se ocuparon para propulsión de embarcaciones. En tanto que otros motores Stirling experimentales, basados en los mismos principios generales, se construyeron para generar electricidad, bombear sangre, o generar potencia hidráulica.

Además de Philips, los equipos de otras grandes compañías contribuyeron al avance de la tecnología de los motores Stirling. Por ejemplo, Ford Motor Company solicitó licencia a Philips para trabajar conjuntamente y evaluar el desempeño del motor Stirling en automóviles. Un resultado de su esfuerzo fue la instalación de un motor Stirling 4-215 (Figura 1.4), de plato oscilante y 120 caballos de potencia, en un vehículo Ford Torino de 1975, Figura 1.5.

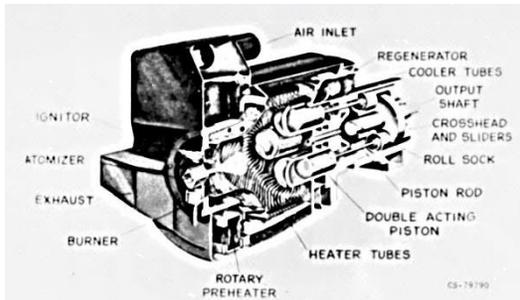


Figura 1.4 Motor Stirling 4-215 de Philips-Ford [9].



Figura 1.5 Coche Ford Torino con motor Stirling [9].

También el Departamento de Energía estadounidense (DOE, por sus siglas en inglés) bajo la gestión de la Administración Nacional de Aeronáutica y el Espacio (NASA), invirtió junto con Ford Motor Company bastante dinero para el desarrollo de la tecnología del motor Stirling y su transferencia a los Estados Unidos. Su trabajo comenzó en septiembre de 1977 y tenían planeado obtener buenos resultados para 1984, respecto al rendimiento de combustible en vehículos automotores, pero la compañía Ford eligió abandonar el programa para atender problemas a más corto plazo [9].

Adicionalmente el Departamento de Energía (DOE) conformó un equipo de trabajo con las empresas Mechanical Technology Incorporated de Nueva York, la también estadounidense American Motors Corporation y United Stirling de Suecia. Esta agrupación también se dedicó a la aplicación del motor Stirling para uso automotriz. Un concepto de motor Stirling generado por United Stirling es el motor P-40 (Figura 1.6), que cuenta con dos cigüeñales y sendos ejes engranados a un árbol de transmisión común, el cual se incorporó en automóviles Opel, ver Figura 1.7.

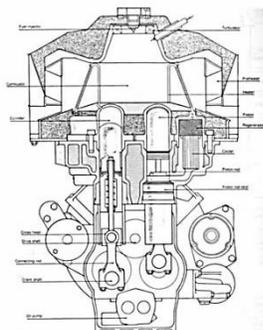


Figura 1.6 Motor Stirling P-40 de United Stirling de Suecia [6].



Figura 1.7 Motor Stirling P-40 en un vehículo Opel [10].

Otra alianza se formó en 1958 entre la compañía americana General Motors y la holandesa Philips para producir un motor Stirling de 4 cilindros en arreglo tipo Rinia, Figura 1.8, los prototipos que construyeron acumularon hasta 31 000 horas de operación, pero para el año 1969 General Motors canceló su programa de investigación después de haber invertido trece millones de dólares.

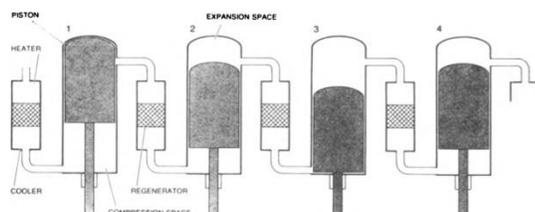


Figura 1.8 Disposición tipo Rinia para el motor Stirling [6].

Anterior a este suceso, desde 1960 hasta 1966, General Motors dirigió otro programa de desarrollo de fuentes de potencia eléctrica para el ejército estadounidense. Tres modelos diferentes de planta de potencia (Ground Power Unit o GPU, por sus siglas en inglés) fueron producidos. Dos motores del último modelo GPU-3 (Figura 1.9) fueron estudiados en el Centro de Investigación Lewis de la NASA, Figura 1.10.

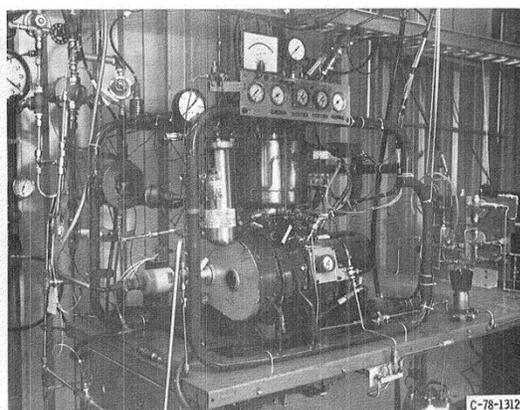


Figura 1.9 Motor Stirling GPU-3 [11].

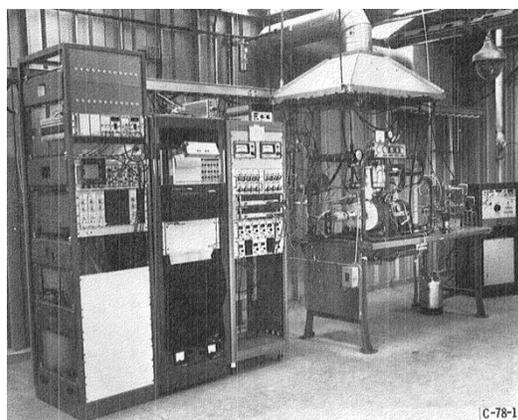


Figura 1.10 Banco de pruebas para el GPU-3 [11].

Mucha investigación y desarrollo sobre los motores Stirling se hizo con fines de aplicación automotriz, pero las máquinas resultantes fueron complejas y sus requerimientos de manufactura demandantes. Además, para lograr altas potencias específicas, tales motores ocuparon hidrógeno a alta presión como fluido de trabajo en vez de aire. Esta característica del motor introdujo la dificultad de contener este gas excepcionalmente móvil. Otro inconveniente para el uso de motores Stirling en automóviles fueron los costos de producción que se reflejarían en altos precios para el público. Y para la década de 1980 Philips discontinuó su trabajo sobre el motor Stirling, como en su tiempo lo hicieron Ford y General Motors. En resumen, no hay a la venta por ahora vehículos que incorporen motores Stirling debido a los problemas desafiantes de diseño y al cese de asignación de recursos para más programas de desarrollo respecto a la implementación de motores Stirling en automóviles.

A pesar de que el motor Stirling automotriz consumió casi todos los fondos gastados en trabajos de investigación y desarrollo desde el final de la Segunda Guerra Mundial, hubo otros programas de desarrollo de versiones modernas de los primeros motores Stirling de aire caliente que antes sirvieron muy bien en aplicaciones poco demandantes y que podrían ser adecuadas en sociedades basadas en

agricultura simple. En 1980, por ejemplo, la Agencia de los Estados Unidos para el Desarrollo Internacional (USAID, por sus siglas en inglés) financió el diseño, fabricación y prueba de un motor Stirling sencillo de aire caliente para ser manufacturado y probado en países en vías de desarrollo. De este tipo de motor, fueron hechos varios ejemplares y puestos a prueba en Bangladés, Figura 1.11. Mientras que otra versión, un tanto más moderna, fue construida en la India. Se trataba de un motor de baja presión, cargado con aire y de 4 kW de potencia en el eje (Figura 1.12), que operaba con cáscara de arroz como combustible, pero que también aceptaba cáscaras de cacahuate y de coco, bagazo, o biomasa similar mediante un quemador externo. La eficiencia de esta máquina, definida como la razón entre la potencia en el eje y el contenido energético del combustible usado por unidad de tiempo, era de aproximadamente 10 %. Este porcentaje de eficiencia no era muy diferente de el de los motores similares energizados con gasolina, combustible mucho menos disponible entonces en aquellas regiones.

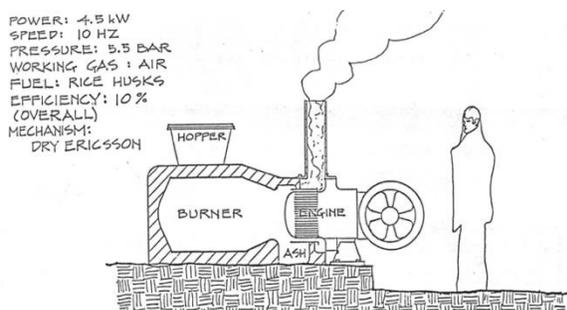


Figura 1.11 Motor Stirling financiado por USAID para uso en Bangladés [4].

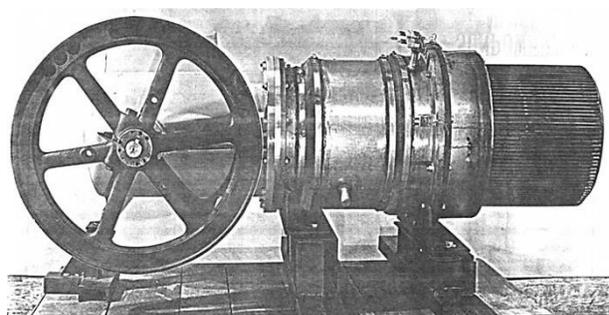


Figura 1.12 Motor Stirling energizado con cáscara de arroz [4].

Aparte de los motores anteriormente mencionados, a principios de la década de 1960, William Beale —un genio y difunto profesor de la Universidad de Ohio— inventó el motor Stirling de pistón libre. Su invención resolvió el problema de contención del gas de trabajo dentro del motor, ya que su diseño no incorporaba mecanismo alguno, por lo que no había ningún árbol de transmisión o eje que sellar, facilitando así el sellado hermético del motor. Por lo anterior, este tipo de motor (Figura 1.13) se construía con mayor facilidad y a menor costo, en comparación a los motores antiguos impulsados con algún mecanismo o cigüeñal, y no sólo eso, sino que también tuvo mejor rendimiento en muchas aplicaciones.

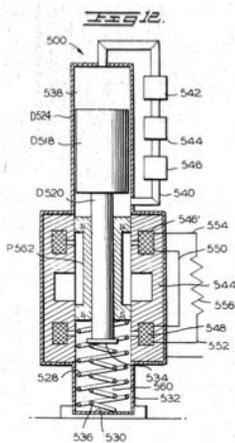


Figura 1.13 Una de las ilustraciones de la patente núm. 3,552,120 asignada a William Beale [12].

Por lo que hoy en día los motores Stirling de pistón libre integran, junto con otros componentes, sistemas de cogeneración doméstica (Figura 1.14) y de refrigeración criogénica (Figura 1.15), los cuales son comercializados, respectivamente, por empresas como Microgen Engine Corporation y Sunpower, Inc., esta última fue fundada por William Beale para continuar el trabajo que empezó en la Universidad de Ohio.



Figura 1.14 Sistema de cogeneración doméstica [2].



Figura 1.15 Enfriador criogénico [2].

Recientemente se han hecho también otros trabajos de investigación para explorar aplicaciones potenciales del motor Stirling de pistón libre. La NASA, por ejemplo, financió el diseño, construcción y prueba de una unidad de conversión de potencia compuesta de dos motores Stirling de pistón libre atornillados opuestamente por sus cabezas calentadoras (Figura 1.16), para uso posible en futuras misiones espaciales. Otro ejemplo es el programa Palm Power de la Agencia de Proyectos de Investigación Avanzada de Defensa estadounidense (DARPA, por sus siglas en inglés) en donde se desarrolló una fuente de potencia portátil basada en un motor Stirling de pistón libre abastecido con diésel (Figura 1.17), como alternativa a las baterías para dispositivos de uso militar.

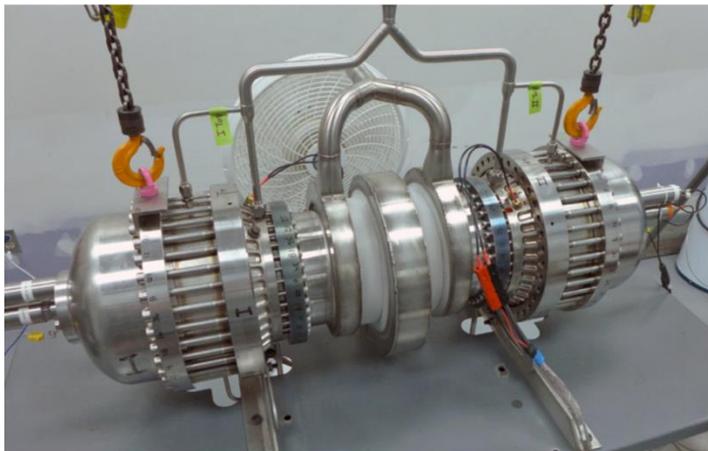


Figura 1.16 Convertidor Stirling de pistón libre [13].



Figura 1.17 Sistema *Power Palm* [14].

Configuraciones mecánicas diferentes a la del pistón libre en motores Stirling se han examinado últimamente con propósitos de investigación científica. Como si una pequeña parte del mundo hubiese retomado el interés en el motor Stirling, consciente de los beneficios que esta máquina puede dar.

Otros ejemplos de aplicación comercial actuales los encontramos en los productos de la compañía sueca Cleanergy y la corporación japonesa Twinbird. La compañía Cleanergy ofrece sistemas combinados de calor y potencia (*Combined Heat Power Systems*) y sistemas de potencia solar

concentrada (*Concentrated Solar Power Systems*), los cuales son sistemas de cogeneración que incorporan un motor Stirling tipo alfa. La diferencia entre estos sistemas es que el sistema combinado de calor y potencia aprovecha biogás para generar electricidad y calor, mientras que el sistema de potencia solar concentrada (Figura 1.18) utiliza un plato parabólico para concentrar la energía solar, la cual transforma después únicamente en energía eléctrica mediante un generador acoplado al mecanismo del motor Stirling. Por su parte, la corporación Twinbird, comercializa tanto módulos de refrigeración para uso y desarrollo industrial como frigoríficos portátiles basados todos en una bomba de calor Stirling conocida también como refrigerador Stirling de pistón libre (*Free Piston Stirling Cooler*, Figura 1.19).



Figura 1.18 Sistema de potencia solar concentrada de Cleanergy [15].



Figura 1.19 Refrigeradores Stirling de Twinbird [16].

Para conocer aún más el motor Stirling, aparte de su historia, se da una explicación de una de sus características físicas, la parte termodinámica, en los siguientes renglones.

1.3 Termodinámica del ciclo Stirling

El ciclo Stirling ideal se compone de 4 procesos termodinámicas, las cuales están delimitados por los estados 1 a 4 de la Figura 1.20, que son los mismos estados del diagrama presión-volumen (PV) de la Figura 1.21; tales procesos termodinámicos son los siguientes:

- 1 – 2 Compresión isotérmica (a temperatura constante)
- 2 – 3 Calentamiento isocórico (a volumen constante)
- 3 – 4 Expansión isotérmica
- 4 – 1 Enfriamiento isocórico

La secuencia de las operaciones en el motor durante un ciclo es como sigue:

- En el proceso que va del estado **1 a 2**, el pistón de potencia **comprime** el fluido de trabajo frío;

- después, en el proceso **2 a 3**, el desplazador empuja el fluido de trabajo hacia el espacio de expansión, en su recorrido el fluido es **calentado**, a volumen constante, por el regenerador y el calentador;
- como consecuencia de este calentamiento, el gas de trabajo se **expande**, impulsando así al desplazador y al pistón hacia abajo, proceso **3 a 4**;
- luego el desplazador mueve al gas de trabajo caliente hacia el espacio de compresión, en su trayecto el gas es **enfriado**, a volumen constante, por el regenerador y el enfriador, proceso **4 a 1**.

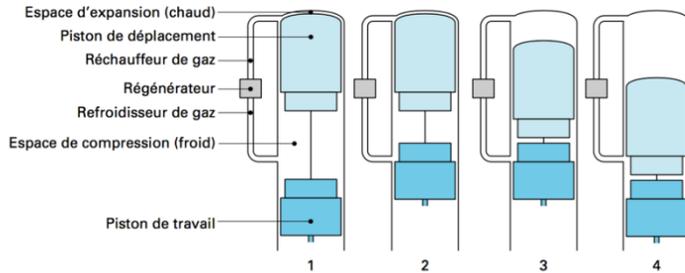


Figura 1.20 Estados del ciclo Stirling ideal [17].

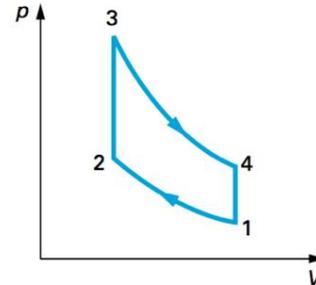


Figura 1.21 Ciclo Stirling teórico [17].

El fluido de trabajo en motores Stirling prácticos no describe exactamente una trayectoria como la del diagrama presión-volumen del ciclo Stirling ideal (Figura 1.21), sino más bien una trayectoria elíptica tangente internamente a las cuatro líneas que componen el recorrido teórico, esto debido a los movimientos continuos suaves del pistón y el desplazador y no abruptos.

Nótese también que el regenerador retiene algo del calor removido desde el fluido de trabajo cuando este evoluciona del estado 4 al 1, para después restituirse en su evolución del estado 2 al 3, aumentando así la eficiencia del ciclo Stirling (puesto que sin su acción habría que suministrar más calor durante el proceso 2 a 3, aumentando así el requerimiento de combustible o energía).

Otro aspecto físico a considerar sobre los motores Stirling es su configuración mecánica, por la cual pueden ser clasificados; adelante se da una clasificación general de estos motores basada en sus arreglos mecánicos.

1.4 Clasificación de los motores Stirling

Los motores Stirling pueden ser clasificados de manera general, y con respecto al espacio de trabajo (espacio del motor donde se efectúa el ciclo Stirling), en dos grupos distintos, los cuales pueden ser identificados como: motores Stirling de (a) simple efecto o de (b) doble efecto [18]. En los motores de simple efecto la presión del fluido de trabajo es aplicada solamente sobre una cara del pistón, en tanto que, en los motores de doble efecto, los pistones son empujados por ambos lados alternativamente. Estos motores de doble efecto son ensambles de múltiples cilindros dispuestos de tal manera que el espacio de expansión de un cilindro está conectado a través de los intercambiadores de calor (calentador, regenerador y enfriador) al espacio de compresión del cilindro siguiente, Figuras 1.8 y 1.22(d).

A su vez, los motores Stirling de simple efecto pueden ser catalogados como motores tipo alfa, beta o gama. El tipo alfa, mostrado en la Figura 1.22(a), usa dos pistones en sendos cilindros. Estos pistones comprimen mutuamente el gas de trabajo en el espacio frío, después lo mueven al espacio

caliente, donde se expande, y luego lo mueven de vuelta al espacio frío de compresión. Hay un calentador, regenerador y enfriador conectados en serie con los espacios caliente de expansión y frío de compresión. Los otros dos arreglos, beta y gama, usan un pistón y un desplazador. La distinción principal entre pistón y desplazador es que hay una diferencia de presión grande entre las caras superior e inferior de un pistón, mientras que, en un desplazador, la presión es la misma arriba y abajo. En su vaivén, el desplazador no realiza trabajo sobre el fluido, sino que meramente lo desplaza desde el espacio caliente al espacio frío. El trabajo es realizado sobre el gas por el pistón durante el proceso de compresión, o sobre el pistón por el gas durante el proceso de expansión.

En los motores Stirling tipo beta, ver Figura 1.22(b), el desplazador y el pistón están alineados en un solo cilindro. Un motor Stirling de pistón libre como el de la Figura 1.13 es un ejemplo de motor Stirling tipo beta; también el dibujo del motor original de Robert Stirling en su patente de 1816, que es muy similar al dibujo de la Figura 1.1, muestra un arreglo beta. Por otra parte, la configuración mecánica con el desplazador y el pistón en cilindros separados, pero conectados por el espacio de compresión, es nombrada configuración gama, Figura 1.22(c).

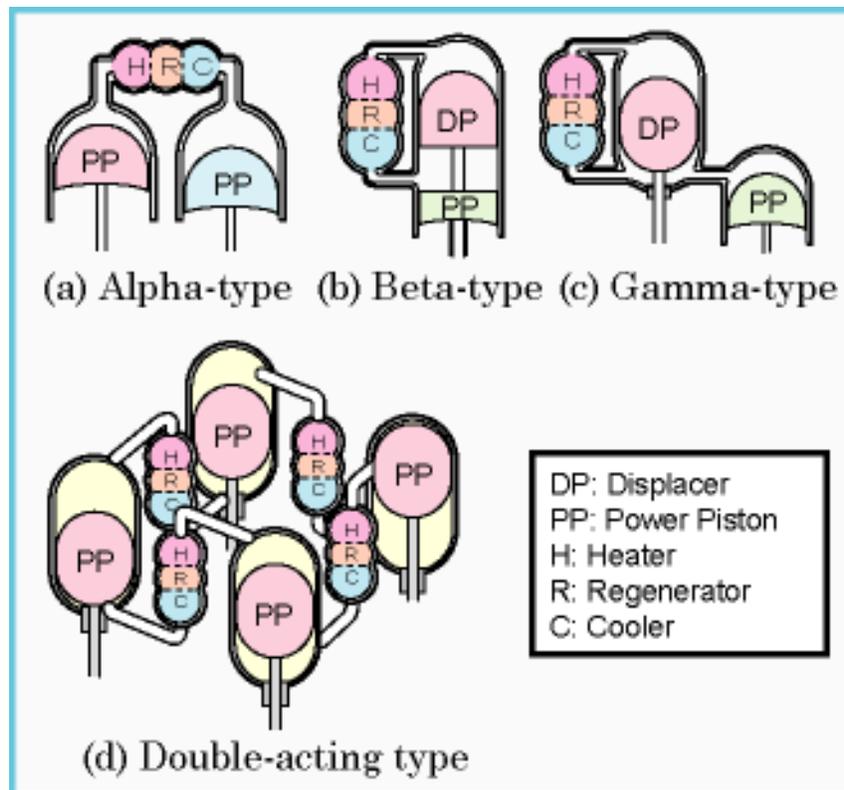


Figura 1.22 Disposiciones mecánicas de los motores Stirling tipo (a) alfa, (b) beta, (c) gama y (d) doble efecto [19].

1.5 Motor Stirling de pistón libre

El motor de ciclo Stirling ha sido generalmente conocido por años y se basa en las variaciones de presión sobre una masa encerrada de fluido de trabajo, usualmente un gas tal como aire, helio o hidrógeno, causadas por el calentamiento y enfriamiento alternos de dicho fluido de trabajo, el cual es movido por el desplazador entre los espacios comunicados frío y caliente. Un desarrollo más

reciente es el motor Stirling de pistón libre tipo Beale, mostrado en la Figura 1.23, que no tiene un acoplamiento mecánico directo entre su pistón desplazador y pistón de potencia, y que está descrito en la patente estadounidense número 3,552,120 [20].

En tal patente se puede leer que esta invención se refiere a un dispositivo térmico tipo ciclo Stirling mejorado, que tiene utilidad particular como un motor, un refrigerador o una bomba de calor [12]. Este dispositivo térmico tipo ciclo Stirling está compuesto generalmente de una carcasa que puede estar sellada herméticamente o abierta a la presión atmosférica (como la del motor Stirling modelo B-10B de Sunpower, Inc.), con un fluido de trabajo en su interior; un cilindro contenedor interno; un pistón

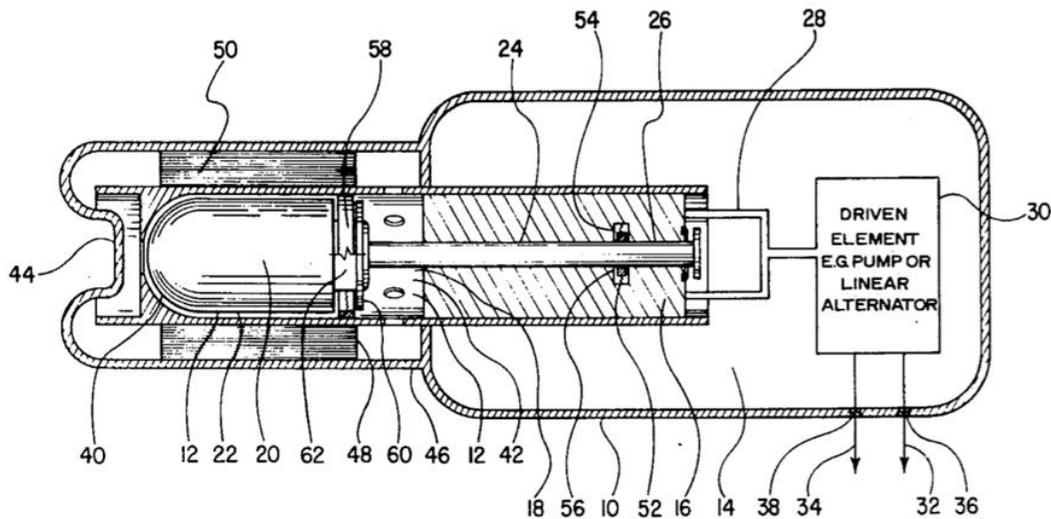


Figura 1.23 Vista de la sección de un motor Stirling de pistón libre simplificado [20].

desplazador ligero o hueco que se oscila dentro de dicho cilindro; un vástago conectado por un extremo a dicho pistón desplazador y por el otro extremo al fluido de trabajo sometido a una presión de rebote; un pistón de potencia masivo que también oscila dentro del cilindro; medios para añadir y retirar calor, como intercambiadores de calor (calentador, regenerador y enfriador); resortes mecánicos o neumáticos; medios para crear un diferencial de presión entre el espacio de trabajo y el espacio de rebote (cierres herméticos); cojinetes de gas (estos serán tratados adelante); medios que proporcionen un acoplamiento de potencia entre el pistón de desplazamiento y el pistón de potencia, que consisten en conductos de comunicación para el fluido de trabajo entre los espacios de expansión y compresión, los cuales pueden ser sustituidos en arreglos sencillos por un espacio libre que circunde al desplazador; y medios para el aprovechamiento de potencia cuando el dispositivo opere como motor, o para el suministro de potencia cuando el dispositivo funcione como refrigerador o bomba de calor.

El vaivén del pistón desplazador es mecánicamente independiente del vaivén del pistón de potencia en el cilindro contenedor, es decir, no hay mecanismo de acoplamiento entre los pistones, ni existe un eje común de rotación conectado a ellos. El vástago del desplazador penetra el pistón de potencia y puede estar unido a un resorte mecánico y sometido a la presión de un gas que constituya un resorte neumático. Los cierres herméticos o el ajuste entre el pistón y el cilindro crean una diferencia de presión entre el espacio de trabajo y el espacio de rebote (volumen que hay entre la cara inferior del pistón de potencia y la carcasa, y que está ocupado también por el fluido de trabajo a una presión promedio o a la presión atmosférica si la carcasa está abierta). Como medios de

aprovechamiento de la potencia mecánica desarrollada por el dispositivo se suele acoplar un alternador lineal al pistón para generar potencia eléctrica, o una bomba hidráulica al cilindro contenido sellado para obtener potencia hidráulica (Figura 1.24), siempre que el dispositivo opere como motor; cuando el dispositivo funciona como refrigerador o bomba de calor se puede utilizar el mismo alternador lineal como medio de suministro de potencia al dispositivo.

Una máquina térmica con las características anteriores y que opere como motor puede considerarse un motor Stirling de pistón libre.

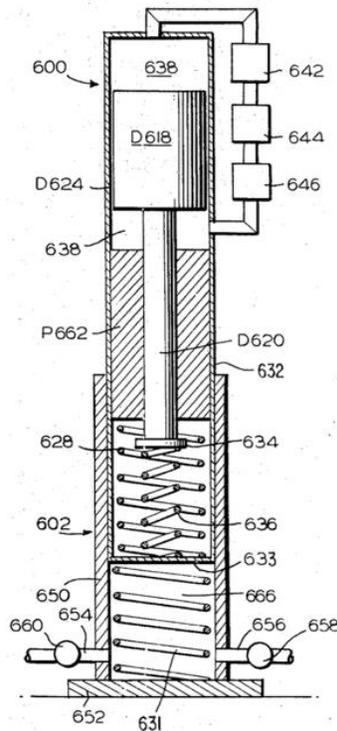


Figura 1.24 Combinación de motor Stirling y bomba hidráulica con válvulas de retención (partes 658 y 660) [12].

1.6 Convertidor Stirling Avanzado

En este trabajo se analiza el diseño mecánico del Convertidor Stirling Avanzado (ASC, por sus siglas en inglés) desarrollado por *Sunpower, Inc.* para el Centro de Investigación Glenn de la NASA [21]. Dicho diseño consiste de un motor Stirling de pistón libre integrado con un alternador lineal para producir electricidad.

Respecto al concepto de motor Stirling tratado en la patente americana 4,036,018 (Figura 1.23), el diseño del Convertidor Stirling Avanzado (Figura 1.25) incorpora interesantes adelantos técnicos:

- cojinetes de gas;
- resorte plano;
- alternador lineal de imanes permanentes;
- y vástago de flexión.

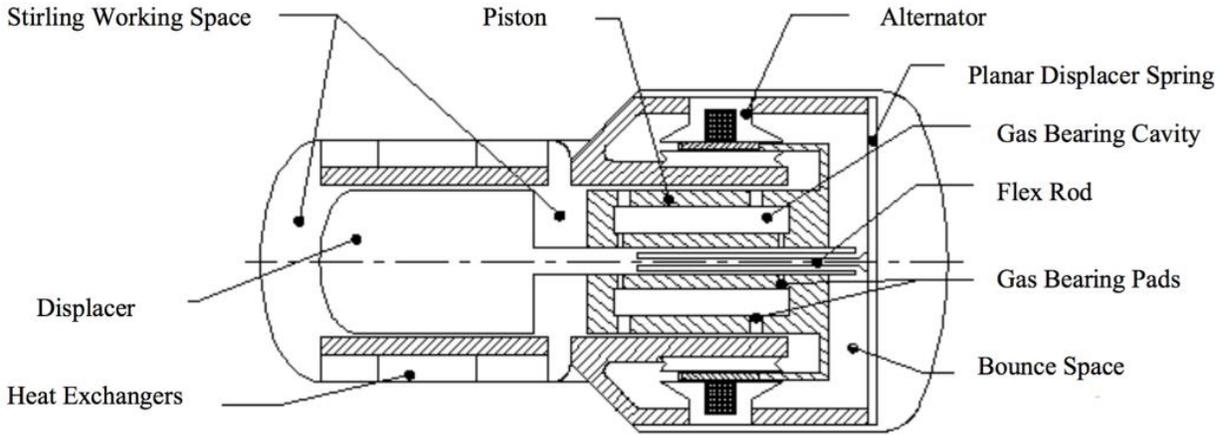


Figura 1.25 Esquema de Convertidor Stirling Avanzado [21].

Los antecedentes de la técnica de tres de estas invenciones (cojinetes de gas, resorte plano y vástago de flexión) se refieren a la desalineación y centrado de cuerpos recíprocos dentro de transductores termomecánicos y electromecánicos. Como se menciona en la patente americana núm. 5,525,845 — referencia [22] —: “La desalineación de partes en dichos transductores, que tienen uno o más cuerpos recíprocos con resortes, causa que los cuerpos oscilen a lo largo de un eje distinto del eje de simetría geométrica. El eje real del vaivén puede ser paralelo, pero generalmente no lo es respecto al eje geométrico. Tales desalineaciones surgen rutinariamente en la manufactura y ensamble de partes mecánicas, debido a que dimensiones, angulosidad y planicidad no pueden ser realizados perfectamente. En la práctica, los diseñadores de máquinas definen tolerancias (es decir, desviaciones tolerables desde la perfección) en dimensiones, angulosidad y planicidad, y cuando estas partes imperfectas son ensambladas, las desalineaciones resultan.

Tales desalineaciones pueden eliminar completamente la holgura física entre un cuerpo recíproco y su cilindro. El contacto mecánico resultante causa fricción, desgaste, y, en casos extremos, el agarrotamiento del cuerpo oscilante en su cilindro. Tal contacto mecánico puede ser lubricado por cojinetes de contacto, pero la disipación de energía de fricción asociada degrada la eficiencia del transductor y el desgaste mecánico asociado reduce su intervalo de mantenimiento requerido o vida útil.

En transductores electromecánicos electromagnéticos (como aquellos descritos en las patentes estadounidenses números 4,346, 318; 4,349,757; 4,454,426; 4,602,174; y 4,623,808), la desalineación del cuerpo oscilatorio del transductor introduce una fuerza magnética radial, la cual incrementa la desalineación, y de ese modo, la fuerza hasta que las partes estacionarias y recíprocos son conducidas con mucha cohesión hacia el contacto mecánico indeseado.

En transductores termomecánicos (tales como aquellos descritos en las patentes americanas números 3,937,600; 3,947,155; 4,036,018 —Figura 1.23, referencia [20]—; 4,179,630; 4,353,220; 4,538,964; 4,545,738; 4,644,851; 4,649,283; 4,721,440; 4,836,757; y 4,862,695) que tienen un sello de holgura entre el cuerpo recíproco y su cilindro, cualquier excentricidad debida a desalineaciones disminuye la resistencia al flujo del fluido a través del cierre de holgura. Si el cuerpo recíproco es un pistón, el flujo aumentado de fluido por el sello de holgura reduce la razón de compresión lograda por el pistón; si ahora el cuerpo oscilante es un desplazador que empuja el fluido por un sistema de intercambiadores de calor, el flujo incrementado de fluido a través del cerramiento de holgura aminora la eficacia del proceso de transferencia de calor buscado.

Los cojinetes de gas (tales como los descritos por J. W. Powell en *Design of Aerostatic Bearings* y en otras partes, y en las patentes estadounidenses números 2,907,304; 3,127,955; 4,545,738; y 4,644,851) son deseables en transductores termomecánicos y electromecánicos, que tienen uno o más cuerpos oscilantes con resortes, y en los que la eficiencia energética y una larga vida de servicio son importantes; son deseables estos cojinetes neumáticos porque eliminan contacto mecánico, fricción y desgaste entre las superficies en movimiento de los cuerpos oscilatorios y sus cilindros. Los cojinetes de gas prácticos no pueden generar grandes fuerzas radiales para restaurar un eje de vaivén de un cuerpo reciprocante desalineado aceptablemente cerca al eje de simetría geométrica en dichos transductores, sin disipar una excesiva cantidad de potencia, degradando así la eficiencia energética de estos transductores. La presente invención reduce la cantidad de fuerza radial que los cojinetes de gas deben ejercer y, por lo tanto, la cantidad de potencia que ellos deben disipar durante la operación del transductor para restablecer un eje de movimiento alternativo de un cuerpo oscilante desalineado aceptablemente próximo al eje de simetría geométrica en esos transductores”.

Por otra parte, en la patente estadounidense 4,827,163 — referencia [23] —, se expone el arte previo de un alternador lineal, o más generalmente, de una máquina eléctrica con imanes permanentes recíprocos, de una sola bobina y con fuerza de auto-centrado, como sigue: “Son conocidas las máquinas electromagnéticas lineales que comprenden un estator, que tiene una pluralidad de bobinas espaciadas axialmente para generación de circuitos magnéticos, y un émbolo recíproco dentro del estator. Ejemplos típicos de tales máquinas se encuentran en las patentes americanas números 4,349,757 y 4,454,426.

Sin embargo, una limitación importante de la configuración del arte previo fue que las bobinas estaban limitadas axialmente a la longitud de la carrera del émbolo. Por consiguiente, el número de vueltas o espiras o el tamaño del alambre de la bobina estaban similarmente limitados, reduciendo así la cantidad total de potencia por ranura que podría ser transferida por la máquina. En consecuencia, para una máquina de alta potencia, múltiples bobinas eran requeridas, causando que la longitud axial de la máquina fuera de múltiplos enteros del bloque básico de construcción.

Otra desventaja del arte previo de las máquinas electromagnéticas lineales, y más particularmente de las máquinas usadas como motor, era que, en la ausencia de una corriente de excitación, el émbolo estaba impulsado por el campo magnético del imán permanente del sistema hacia uno de los extremos de su recorrido. En otras palabras, en las configuraciones del arte previo, bajo la ausencia de corrientes de excitación, una fuerza magnética impulsaba al émbolo hacia un extremo o el otro del desplazamiento como puntos estables. Esta desventaja del arte previo es superada en la invención de una máquina eléctrica con imanes permanentes recíprocos, de una sola bobina y con fuerza de auto-centrado, por la provisión de anillos magnéticos, los cuales sobresalen más allá del circuito magnético formado por los estatores interno y externo. Este arreglo resulta en una fuerza sobre el émbolo bajo la falta de corriente en la bobina, para colocar el émbolo simétricamente con respecto a los estatores. Así, si el émbolo es desplazado desde esta posición simétrica, una fuerza de centrado es ejercida sobre el émbolo para traerlo de vuelta a la posición central”.

Estos son los antecedentes de los adelantos técnicos que un Convertidor Stirling Avanzado incluye. Abajo se describen al detalle esas cuatro invenciones (cojinete de gas, resorte plano, alternador lineal y vástago de flexión).

1.6.1 Cojinetes de gas

Un cojinete de gas es un sistema de lubricación que consiste en una capa delgada de fluido de trabajo que separa superficies de piezas en movimiento relativo (las unas respecto de las otras). El

cojinete de gas funciona de la misma manera que una mesa de *hockey* neumática: un gas a alta presión es forzado a través de pequeños agujeros para crear un colchón. En una mesa de *hockey* neumática, el colchón de aire permite que el disco y las paletas floten y se deslicen fácilmente por toda la mesa. El cojinete neumático facilita, por lo tanto, que las piezas en movimiento relativo tengan larga vida útil.

En este trabajo se aprovecha el aparato de cojinete de gas y su método de elaboración expresados en la patente estadounidense 6,293,184 B1 — referencia [24] —. En tal patente se resume la invención como sigue:

“La invención es una máquina de pistón libre mejorada que tiene un cojinete de gas, Figura 1.26(a). En una encarnación preferida, un pistón mejorado, Figura 1.26(b), incluye dos partes: un núcleo interior cilíndrico, Figura 1.26(c), y un manguito (o camisa) cilíndrico exterior, Figura 1.26(d). El núcleo interno tiene una superficie orientada radialmente hacia fuera contigua a una superficie orientada radialmente hacia adentro del manguito, cuando el núcleo está posicionado dentro de un conducto formado en el manguito. Una ranura de depósito circunferencial se extiende preferiblemente alrededor del núcleo, y un conducto con una válvula de retención permite al gas de trabajo fluir adentro del depósito. Una ranura longitudinal se extiende desde el depósito a al menos una o preferiblemente cuatro ranuras de regulación circunferenciales formadas en la superficie orientada radialmente hacia fuera del núcleo. Las ranuras reguladoras de fluido forman de ese modo conductos de fluido donde la superficie orientada hacia dentro del manguito conecta y cubre la ranura. Al menos tres conductos radiales son formados a través de la pared lateral del manguito en comunicación con la ranura para dirigir el fluido en la ranura adentro del espacio en la pared lateral (espacio que hay entre el pistón y el cilindro).

Cuando el pistón mejorado está en vaivén en el cilindro, el gas fluye desde el espacio de trabajo momentáneamente a una presión mayor adentro del depósito, por la ranura longitudinal, a través de las ranuras de regulación de fluido y adentro de los conductos radiales del manguito (o camisa) que transfieren el gas al espacio entre el pistón y el cilindro. Esto forma un cojinete de gas que reduce el desgaste sobre la cara del pistón y las paredes del cilindro. Dicha estructura es formada metiendo el núcleo dentro del manguito después de formar la ranura sobre la superficie exterior del núcleo.

En una encarnación preferida, un cojinete de gas es también formado entre el vástago del desplazador y el barreno del núcleo a través del cual el vástago del desplazador se extiende. El vástago del desplazador se extiende por un barreno cilíndrico a través del núcleo, y al menos tres pasajes radiales son formados por la pared lateral del núcleo. Los pasajes radiales están en comunicación con la ranura de regulación de fluido, causando que el gas fluya desde la ranura de regulación a través de los pasajes radiales hacia un espacio entre la superficie orientada radialmente hacia adentro del núcleo y la superficie exterior del vástago del desplazador.

En un método preferido de producción del pistón, el manguito es calentado para expandirlo, y el núcleo es alineado coaxialmente con el pasaje cilíndrico. El núcleo es empujado dentro del ducto del manguito, y las dos partes se igualan en temperatura. Un sello muy apretado se forma entre la superficie externa del núcleo y la superficie interna del manguito, evitando que fluya el gas a través de él excepto donde las ranuras están formadas”

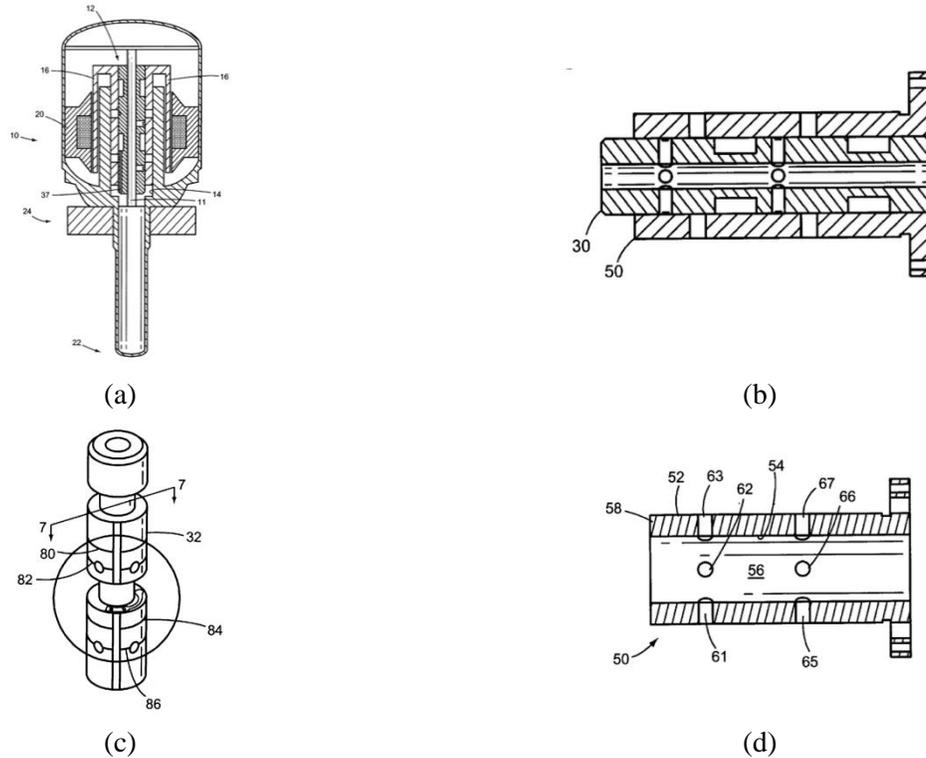


Figura 1.26 Sección de (a) un refrigerador criogénico que incluye un cojinete de gas y de (b) un pistón mejorado. (c) Perspectiva del núcleo interior. (d) Sección del manguito exterior [24].

1.6.2 Resortes planos

Un resorte plano es una multiplicidad de vigas en un plano, las cuales almacenan energía mecánica a medida que las vigas experimentan una deformación perpendicular al plano [22]. El resorte plano mostrado en la Figura 1.27(a) tiene cuatro de tales vigas, un diámetro de aproximadamente 134 mm y un espesor de 2 mm, Figura 1.27(b); y está construido de uno de los siguientes aceros al carbono AISI (siglas en inglés del Instituto Americano del Hierro y el Acero): 1035 (acero al carbono con 0.35% C), 1045, 1055, 1075, 4140 (acero con cromo-molibdeno: 0.95% Cr, 0.2% Mo, y 0.40% C) o 4130.

Como se puede apreciar en la Figura 1.27, un resorte plano típicamente tiene brazos (que son las dichas vigas) que se extienden desde un cubo central hasta un borde exterior por una trayectoria similar a una espiral o involuta. Los brazos, cubo y borde están usualmente en un plano en su estado relajado. Otra característica de los brazos o vigas es que tienen una anchura en el plano considerablemente mayor que su espesor perpendicular al plano. Los resortes planos utilizados como cojinetes para el desplazador son muy rígidos para la deformación en la dirección radial, pero también aplican una fuerza restaurativa, con mucho menos rigidez, cuando se deforman en la dirección axial; por lo tanto, el resorte plano contribuye a resonar el desplazador a la frecuencia necesaria para su vaivén [25].

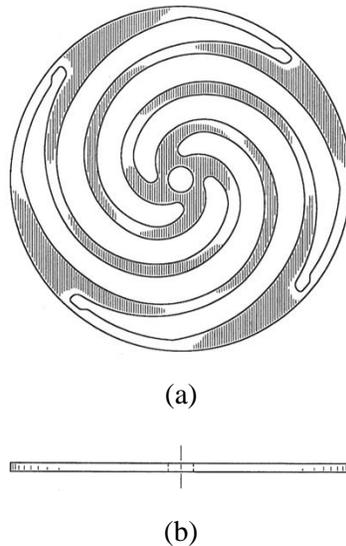


Figura 1.27 Vista (a) superior y (b) lateral de un resorte plano [22].

1.6.3 Alternador lineal

De nuevo, se ha consultado la patente 4,827,163 — referencia [23] — para el estudio de un alternador lineal. Tal patente se refiere al alternador lineal como “una máquina lineal reciprocante, que tiene un estátor externo tubular alojando una bobina, un émbolo y un estátor interno. El émbolo tiene cuatro anillos espaciados axialmente compuestos de imanes permanentes magnetizados radialmente, de los cuales cooperan dos a un tiempo con el estátor para completar la primera o segunda trayectorias magnéticas opuestas. Los cuatro anillos de imanes y el estátor están arreglados para que la carrera del émbolo sea independiente del largo axial de la bobina.

Esta invención concierne a una máquina lineal alternativa para conversión de energía electromagnética en movimiento alternativo de un miembro y viceversa, utilizando una bobina con un largo independiente de la carrera del miembro.

Refiriéndose ahora a las Figuras 1.28 y 1.29, para una descripción detallada de la invención, una máquina lineal reciprocante **10** comprende un estátor hueco externo **12**, un estátor interno **14** y un émbolo hueco **16** dispuesto entre ellos. Los estatores están hechos de un material que tiene alta permeabilidad magnética y baja reluctancia, tal como el acero magnético. Para eliminar corrientes de Eddy, los estatores están formados de laminaciones radiales.

El estátor externo **12** está hecho de laminaciones radiales apiladas de tal manera que forman un cuerpo cilíndrico con una cavidad anular **18** abierta hacia dentro para alojar una sola bobina toroidal **20**. Las laminaciones tienen forma de C con patas extendidas o porciones extremas **22** y **24** y una abertura ancha, la cual forma la cavidad **18**. El largo axial de la abertura laminada no está constreñido por la longitud de la carrera de la máquina como en las máquinas del arte previo, pero puede ser hecho tan largo como se desee para instalar una bobina de cualquier longitud axial requerida. La anchura del laminado está determinada por la cantidad de flujo que tiene que llevar. Cuando las laminaciones están apiladas para formar el estátor externo **12**, las puntas o piezas polares **22'** y **24'** de las laminaciones con forma de C tienen cada una, una longitud axial “d”, la cual es igual a, o levemente mayor que, la máxima carrera deseada.

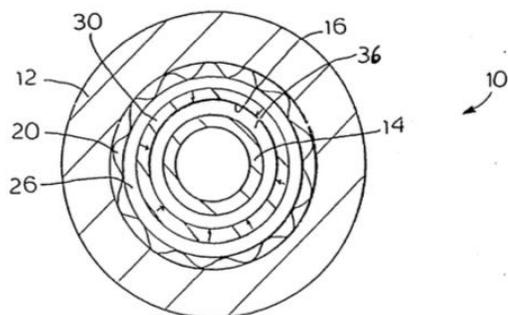


Figura 1.28 Vista de la sección transversal de una máquina lineal recíproca [23].

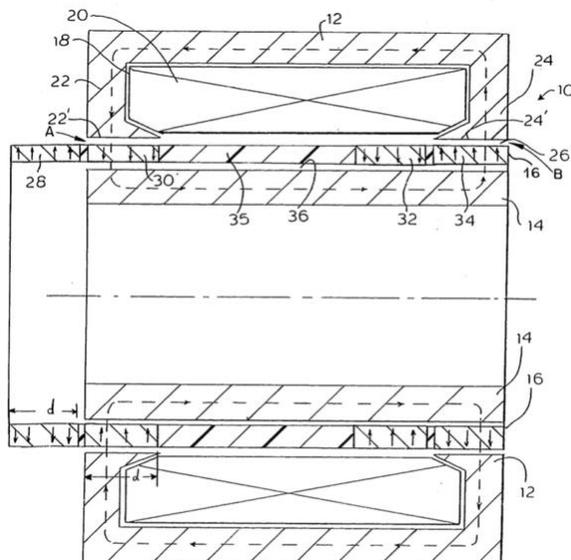


Figura 1.29 Vista esquemática de la sección lateral de una máquina lineal recíproca [23].

El émbolo **16** comprende cuatro imanes anulares **28**, **30**, **32** y **34** magnetizados radialmente. Los espacios **26** y **36** separan el émbolo **16** de los estatores externo e interno, respectivamente. Importantemente, los imanes externos o extremos están magnetizados en una primera dirección, mientras que los imanes internos están magnetizados en una dirección opuesta. La longitud axial de cada imán **28**, **30**, **32** y **34** es aproximadamente igual a la dimensión “d” de las porciones extremas del estátor **22** y **24**. Las porciones extremas del estátor **22** y **24** proveen entrehierros respectivos con el estátor interno **14**. Estos imanes permanentes están preferiblemente hechos de un material que tiene alta fuerza magnética tal como el samario-cobalto. Puesto que tales materiales son usualmente bastante débiles estructural y mecánicamente, los imanes se insertan preferiblemente en un miembro de montaje adecuado **35** hecho de un material no magnético.

Idealmente, estos imanes anulares **28**, **30**, **32** y **34** deben ser magnetizados radialmente. Alternativamente, la orientación radial puede ser aproximada usando un gran número de segmentos magnéticos de forma rectangular arreglados para formar un anillo con aproximadamente orientación radial. Varias configuraciones para formar estructuralmente tales anillos y sujetarlos en posiciones axiales apropiadas entre ellos pueden ser empleadas. Además, dado que la masa del émbolo recíproca debe mantenerse al mínimo para reducir las fuerzas inerciales durante el movimiento alternativo, la disposición debe pretender una integridad estructural alta con masa mínima.

En la Figura 1.30 se muestra un arreglo que logra los objetivos deseados. Como se puede observar, el miembro de montaje **35** incluye una unidad semejante a un armazón abierto **40** de material adecuado no magnético. La unidad **40** incluye un par de miembros extremos **42** y **44** que están unidos por una pluralidad de miembros con forma de I extendidos axialmente **46**. Los miembros con forma de I están espaciados circunferencialmente sobre la periferia externa de los miembros extremos circulares **42** y **44**. Una pluralidad de segmentos de imanes permanentes, generalmente rectangulares, están adecuadamente dispuestos cerca de los extremos de los miembros con perfil I **46** para generar el espaciado axialmente requerido de los imanes anulares **28**, **30**, **32** y **34** como se muestra.

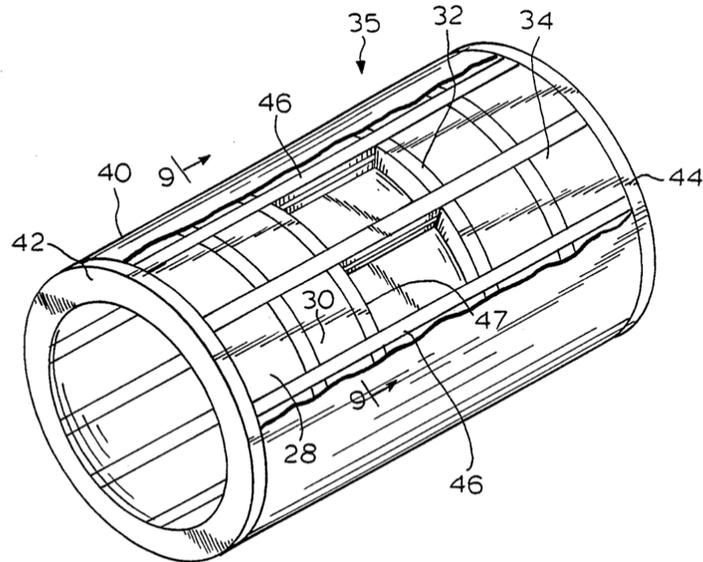


Figura 1.30 Vista isométrica del estátor de un alternador lineal [23].

La explicación del funcionamiento de la máquina como un actuador de fuerza requiere recurrir a la técnica de gradiente de energía o lo que es habitualmente conocido como el “principio del desplazamiento virtual”. En la aplicación de esta técnica, los cambios en la energía asociada con el sistema total se obtienen a medida que el émbolo realiza un desplazamiento infinitesimal. La fuerza ejercida sobre el alrededor es entonces obtenida como la tasa de cambio de la componente de trabajo de la energía total con respecto al desplazamiento. Si bien un tal enfoque es necesario para conseguir información cuantitativa, se trata más bien de obtener una apreciación del funcionamiento de la máquina como motor.

Quizá la manera más simple de adquirir tal apreciación es reconocer que un dispositivo electromagnético tal como el que está bajo consideración, es meramente un dispositivo de conversión de energía. Así, puede trabajar como motor, si se le introduce energía eléctrica, convirtiéndola en forma mecánica; y puede trabajar como un alternador, si se le introduce energía mecánica, convirtiéndola en forma eléctrica. Ocurre que, en algunos casos, uno de los modos de operación es mucho más fácil de describir y entender. La explicación de la operación de la máquina de esta invención como un alternador es muy sencilla, requiriendo sólo la aplicación de la Ley de Faraday de Inducción. Por ejemplo, cuando el vaivén del émbolo de imanes permanentes **16** relativo a los estatores **12** y **14** ocurre, el flujo que acopla las bobinas cambia. Este cambio de flujo causa que un voltaje sea inducido en la bobina. De la Ley de Faraday de Inducción, la magnitud del voltaje inducido es igual a la rapidez de cambio de los acoplamientos de flujo de la bobina. Esta operación puede ser vista al detalle con la ayuda de las Figuras 1.29 y 1.31 a 1.33.

La Figura 1.29 muestra el émbolo **16** en la posición extrema izquierda con las trayectorias de flujo y con el imán anular externo **34** dentro del segundo entrehierro axial. Note que el flujo que acopla la bobina es levógiro. La Figura 1.31 exhibe el émbolo **16** en la posición extrema derecha dentro del primer entrehierro **A** con las trayectorias de flujo. En esta posición, el flujo que concatena la bobina es dextrógiro. De esta manera, el movimiento del émbolo **16** de derecha a izquierda causa que los acoplamientos de flujo de la bobina cambien desde un máximo positivo a un máximo negativo como se muestra en la Figura 1.32. Cuando el émbolo se mueve alternativamente entre los extremos izquierdo y derecho, los acoplamientos de flujo de la bobina también oscilan entre los dos valores

extremos. Esta variación de eslabonamientos de flujo, con respecto al tiempo, provoca que un voltaje de corriente alterna sea inducido en la bobina. La forma de onda del voltaje inducido es obtenida diferenciando esta variación de eslabonamientos de flujo con respecto al tiempo.

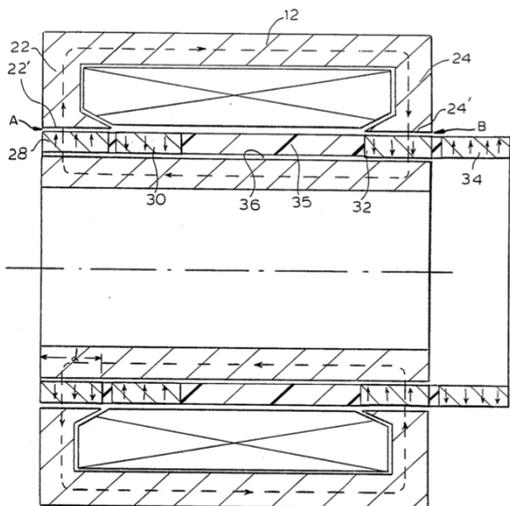


Figura 1.31 Vista lateral de la máquina con el émbolo en una segunda posición extrema [23].

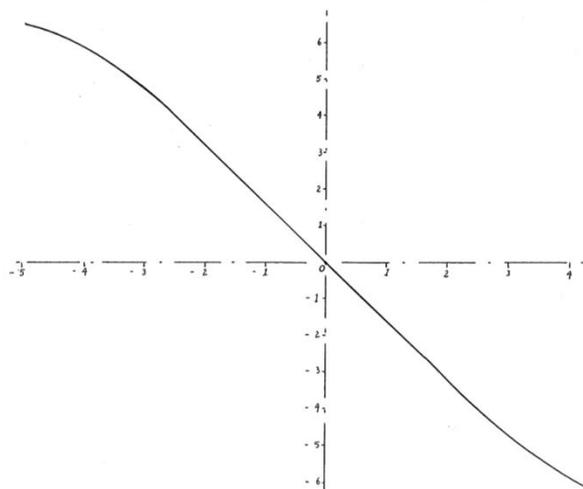


Figura 1.32 Gráfica del flujo en el circuito magnético versus el desplazamiento axial del émbolo [23]

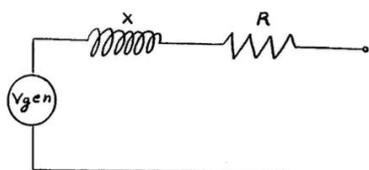


Figura 1.33 Circuito eléctrico equivalente de la máquina [23].

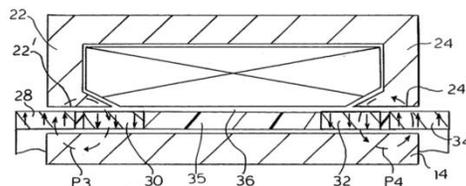


Figura 1.34 Vista parcial de la máquina con el émbolo en su posición central o de reposo [23].

El circuito equivalente de esta máquina es mostrado en la Figura 1.33 y consiste de una fuente de fuerza electromotriz en serie con la auto inductancia X y la resistencia R de la bobina. La máquina lineal de imanes permanentes de esta invención actuará como un generador entregando potencia eléctrica a la carga. Es decir, la máquina convierte potencia mecánica entrante en potencia eléctrica saliente. Alternativamente, si un voltaje alterno de la misma frecuencia y de magnitud y fase adecuadas es aplicado, una corriente fluirá dentro de la bobina y convertirá una potencia eléctrica entrante en una potencia mecánica saliente.

Como se mencionó previamente, es ventajoso tener el émbolo en una posición central cuando está en reposo, o sea, en una posición a medio recorrido entre las posiciones más a la izquierda y más a la derecha como se indica en la Figura 1.34. En esta posición, las piezas polares $22'$ y $24'$ cubren aproximadamente la mitad de los imanes 28 , 30 y 32 , 34 respectivamente como se expone. En la ausencia de potencia externa, una primera trayectoria magnética menor P_3 se forma entre la pieza polar $22'$, el imán 30 , el estátor interno 14 y el imán 28 . Similarmente, una segunda trayectoria magnética menor P_4 se forma entre la pieza polar $24'$, el imán 32 , el estátor interno 14 y el imán 34 . Como resultado, una fuerza centralizadora F se genera, la cual incrementa con la distancia del

émbolo desde su posición central, como se muestra en la Figura 1.35. Esta fuerza F , en la ausencia de efectos externos, impulsa el émbolo hacia la posición central como se puede observar en la Figura 1.34”.

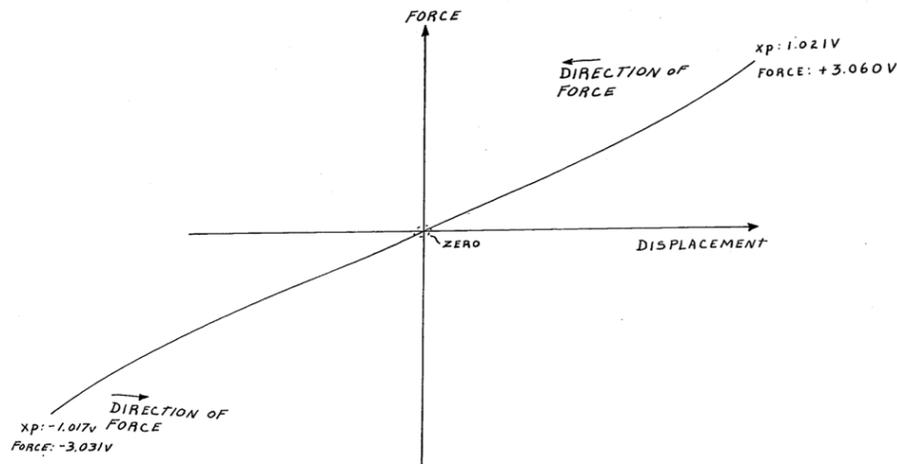


Figura 1.35 Fuerza centralizadora sobre el émbolo como función de su desplazamiento axial [23].

Para generar electricidad de corriente alterna, un motor Stirling de pistón libre se puede acoplar a un alternador lineal fijando el émbolo del alternador (conocido también como lata de imanes permanentes) al manguito del pistón de potencia del motor Stirling mediante bridas y tornillos.

1.6.4 Vástago de flexión

En un Convertidor Stirling Avanzado, el vástago del desplazador pasa a través del pistón, y el desplazador es resonado a una frecuencia adecuada por los resortes mecánicos planos ubicados en el espacio de rebote. Un acoplamiento flexible (o vástago flexible) es usado para conectar el desplazador a los resortes planos, facilitando así los requerimientos de alineación y evitando cargas laterales excesivas sobre los cojinetes de gas que están ubicados entre el vástago del desplazador y el barreno del pistón [26].

Tal acoplamiento flexible es un vástago de flexión, cuya descripción minuciosa se da en la patente estadounidense 5,525,845 — referencia [22] — y se traduce aquí como sigue:

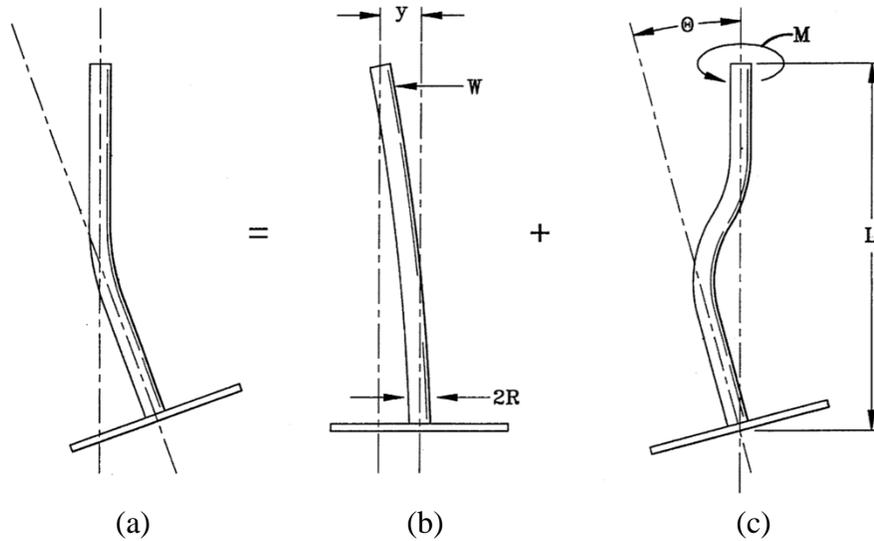


Figura 1.36 Diagramas de (a) la deformación lateral como suma de sus componentes (b) de traslación y (c) angular [22].

“Un vástago de flexión es una barra sólida, axialmente rígida y lateralmente deformable para la cual la docilidad lateral es analizada abajo. Otros casos podrían ser analizados por referencia a textos de ingeniería mecánica estándar tales como *Roark's Formulas for Stress and Strain*. La deformación (o docilidad) lateral C_L —del inglés *lateral compliance*— del vástago mostrado en la Figura 1.36 (a) tiene dos componentes, la de traslación exhibida en la Figura 1.36 (b), y la angular mostrada en la Figura 1.36 (c). La componente de traslación C_y de la deformación se refiere al desplazamiento de traslación “y” del extremo libre del vástago, mientras que la componente angular C_θ de la deformación se refiere al desplazamiento angular θ del extremo libre:

$$C_L = C_y + C_\theta \quad (1.1)$$

La componente de traslación C_y de la deformación radial es:

$$C_y = \frac{y}{W} = \frac{L^3}{3EI} \quad (1.2)$$

donde

y = el desplazamiento lateral del extremo del vástago unido al pistón o desplazador,

W = una fuerza lateral,

E = el módulo de Young del material del vástago; e

I = el momento de inercia del vástago. En el caso de un vástago de radio R ,

$$I = \frac{\pi R^4}{4} \quad (1.3)$$

La componente angular C_θ de la deformación lateral es:

$$C_{\theta} = \frac{\theta}{M} = \frac{L}{4 E I} \quad (1.4)$$

Donde

θ = el desplazamiento angular del extremo del vástago unido al pistón o desplazador,

L = la longitud del vástago, y

M = un momento aplicado, esto es, un par de fuerzas actuando por líneas paralelas separadas en direcciones opuestas.

Para minimizar una disipación de potencia del cojinete de gas en un transductor mecánico, la deformación (o docilidad) lateral del vástago es diseñada para ser la máxima posible sin peligro de pandeo del vástago bajo una fuerza axial aplicada F , la cual surge desde la termodinámica y la inercia en transductores mecánicos tales como los que son tema de esta patente. La carga de pandeo F_b de una barra sólida es

$$F_b = \frac{\pi^2 E I}{4 L^2} \quad (1.5)$$

Para identificar las condiciones para la deformación lateral alta deseada para una carga de pandeo particular, la razón de cada componente de la docilidad lateral a la carga de pandeo es examinada separadamente. De este modo, la substitución de las ecuaciones 1.2 a 1.5 da las siguientes expresiones para estas razones o ratios:

$$\frac{C_y}{F_b} = \left(\frac{64}{3 \pi^2} \right) \left(\frac{L^5}{R^8} \right) \left(\frac{1}{E^2} \right) \quad (1.6)$$

$$\frac{C_{\theta}}{F_b} = \left(\frac{16}{\pi^2} \right) \left(\frac{L^3}{R^8} \right) \left(\frac{1}{E^2} \right) \quad (1.7)$$

Por inspección, las deformaciones altas deseadas por unidad de resistencia al pandeo se obtienen fabricando vástagos largos y estrechos con pequeños módulos de Young.

Los factores de mérito (expresiones numéricas tomadas como representaciones del rendimiento o eficiencia de un dispositivo, material o procedimiento dado) Φ_y y Φ_{θ} con unidades de Pa^{-2} (Pa = Pascales) para un diseño dado pueden ser definidos como:

$$\Phi_y = \frac{L^5}{R^8 E^2} \quad (1.8)$$

$$\Phi_{\theta} = \frac{L^3}{R^8 E^2} \quad (1.9)$$

Derivaciones de los factores de mérito para vástagos de aluminio y acero inoxidable, lateralmente deformable y rígido, respectivamente, para un compresor lineal particular se muestran en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1 Parámetros y factores de mérito para vástagos de flexión hechos de aluminio (deformable) y acero inoxidable (rígido) [22].

	L (cm)	R (mm)	E ($\times 10^{11} Pa$)	Φ_y (Pa^{-2})	Φ_θ (Pa^{-2})
Deformable	6.0	1.5	0.7	10^{-14}	10^{-18}
Rígido	2.0	3.0	2.4	10^{-18}	10^{-23}

En la práctica, un ingeniero determinaría un factor de seguridad (razón de la carga de falla dividida entre la carga permisible) en el diseño del vástago de manera que éste sea lo bastante fuerte como para soportar una carga de pandeo F_b , digamos, 3 veces la fuerza axial aplicada \mathbf{F} . Entonces el ingeniero escogería longitud, radio y material del vástago para maximizar los factores de mérito, dentro de cualesquiera límites que puedan ser impuestos por otras restricciones de diseño”.

Esto es lo que se puede decir brevemente sobre los avances tecnológicos que el Convertidor Stirling Avanzado incorpora respecto de un motor Stirling de pistón libre como el de la patente 4,036,018. Como se puede notar, de manera deductiva se han dado los antecedentes del motor Stirling hasta llegar al concepto de Convertidor Stirling Avanzado, esto con el propósito general de satisfacer parcialmente la necesidad planteada en la introducción a este trabajo de divulgar, promover y aprovechar el uso de tecnologías alternativas como la solar, de manera que, específicamente, un convertidor Stirling como el que aquí se estudia, adaptado a un concentrador solar, sea considerado una opción práctica con potencial para cumplir dicho propósito general.

1.8 Objetivos del trabajo

El objetivo principal de esta obra es proponer un bosquejo o diseño preliminar de convertidor Stirling que transforme energía solar en energía eléctrica y calor para fines de investigación y posible aplicación como componente principal de un sistema de microgeneración doméstica en México.

Este objetivo surge principalmente de la necesidad de contribuir a la protección ambiental, además de que, para generar un diseño a detalle del convertidor Stirling, se requiere disponer de los conceptos generados previamente en el proceso de diseño, es decir, que se necesita contar con un bosquejo o diseño preliminar más desarrollado que el diseño dado en la sección 1.6, puesto que este sólo está descrito en la literatura hasta el nivel conceptual; en la Figura 2.3 se puede apreciar la diferencia entre las fases conceptual y preliminar del proceso de diseño.

Los objetivos particulares son:

1. Describir el diseño mecánico del Convertidor Stirling Avanzado.
2. Proponer una metodología de diseño para desarrollar un convertidor Stirling.
3. Proporcionar un modelo matemático de dicho convertidor.
4. Realizar un análisis numérico de tal modelo.

Respecto al tercer objetivo particular de proporcionar un modelo matemático para el convertidor Stirling, cabe señalar que las variables de interés serán los desplazamientos del desplazador y el pistón, y la presión instantánea del fluido de trabajo.

CAPÍTULO 2. MÉTODO DE DISEÑO

En esta tesis, para diseñar un bosquejo preliminar de un motor Stirling de pistón libre acoplado a un alternador lineal; se utilizaron como directrices las referencias [27] y [28]. Específicamente se usó un plan de procedimiento basado, en parte, en las estrategias expuestas en las Figuras 2.1 y 2.2.

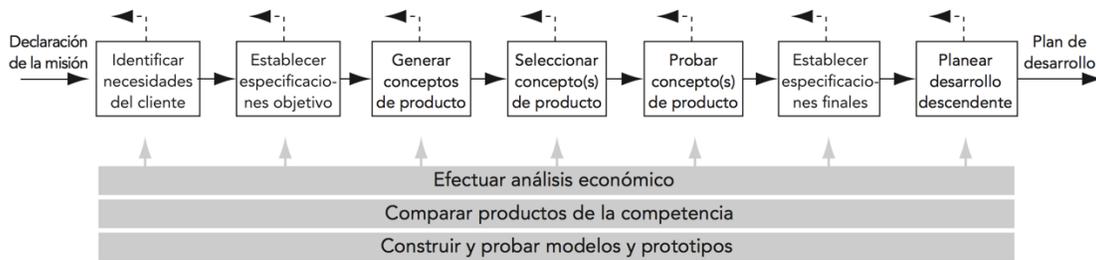


Figura 2.1 Actividades iniciales de la etapa de desarrollo de concepto [27].

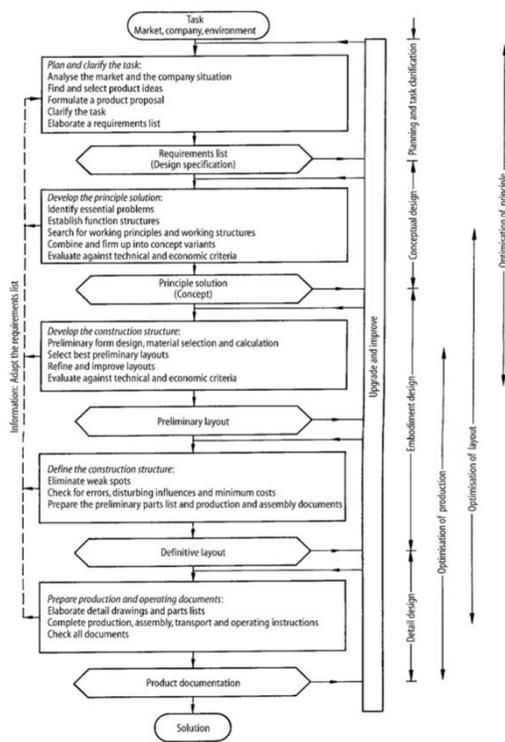


Figura 2.2 Pasos en la planeación y proceso de diseño [28].

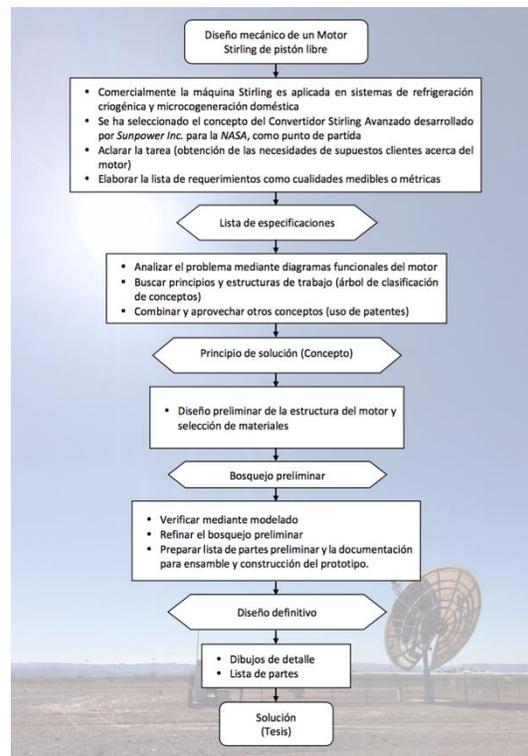


Figura 2.3 Adaptación a las directrices para plantear un método de diseño del motor. Imagen de fondo obtenida de [15].

Las fases de trabajo que comprenden el método de diseño seguido serán desarrolladas al detalle abajo, pero a grandes rasgos, la metodología (ver Figura 2.3) comienza con el requerimiento de diseñar un motor Stirling para futura investigación sobre su uso como medio de aprovechamiento de energía solar. Este requerimiento se plasmó en la declaración de la misión como un panorama del

destino al que el método de diseño está dirigido; después se indagaron las cualidades que supuestos clientes esperarían que un motor de este tipo tuviera, es decir que, en vez de proceder a diseñar teniendo como objetivo un requerimiento abstracto, se aclaró primero la tarea considerando el motor como un producto terminado, del cual se obtuvieron mediante búsquedas externas (encuestas y comparaciones) las características que puedan hacerlo exitoso, que no son otra cosa que las necesidades de posibles clientes a satisfacer respecto al motor; dichas necesidades se transformaron más tarde en cualidades mensurables o métricas, las cuales a su vez se convirtieron en especificaciones; luego, para procurar cumplirlas, se descompuso el problema mediante diagramas funcionales, que junto con un árbol de clasificación de conceptos y una matriz morfológica contribuyeron a elegir un principio de solución con posibilidades de realizar tales especificaciones, el cual es precisamente el concepto de Convertidor Stirling Avanzado; dado que no se formularon más que un bosquejo, la etapa de selección de conceptos se omitió, concluyendo en esta fase el método de diseño preliminar.

Para las etapas siguientes de prueba y refinación de concepto se desarrolló un modelo matemático como herramienta para predecir el funcionamiento del motor y ajustar parámetros tales como presión promedio, frecuencia y dimensiones de los intercambiadores de calor, de modo que estos ajustes permitan un mejor desempeño y ayuden a definir las especificaciones finales de la máquina.

Después el modelado se modificó levemente y posteriormente se verificó con un programa hecho en *Mathematica*, los resultados numéricos fueron cotejados con resultados reportados, adelante se exhibe esta labor.

El bosquejo preliminar y el modelo matemático son los instrumentos que se dan en esta disertación para desarrollar un convertidor Stirling, dejando como trabajo futuro su diseño definitivo, construcción y experimentación. A efectos de generar un diseño definitivo se ofrece en internet el software [Sage](#), un producto de Gedeon Associates, que los ingenieros usan para modelar y optimizar motores y refrigeradores de ciclo Stirling, refrigeradores criogénicos de tubo de pulso (PTC, por sus siglas en inglés), y otros tipos de refrigeradores criogénicos en industrias y universidades de todo el mundo. En caso de decidir utilizar este programa se recomienda revisar primero el manual del software antes de adquirir una licencia temporal como, por ejemplo, la licencia clase modelo Stirling que cuesta veintidós dólares por el momento. En fin, sólo se pretende dar herramientas de diseño.

2.1 Declaración de la misión

Como se mencionó anteriormente, la declaración de la misión (ver Figura 2.4) es una visión de la meta a la que en este trabajo se desea llegar, la cual también se expresó como una descripción del producto detallando su función básica sin implicar un concepto o tecnologías específicas de producto. La declaración de la misión también está conformada por la propuesta de valor, en la que se dan algunas razones por las que una persona fomentaría este proyecto; los objetivos claves son otro componente de la declaración de la misión que se refiere, en este caso, a las metas relacionadas con la calidad del producto. Dado que esta obra no tiene fines comerciales, se sustituyeron los componentes de mercados primario y secundario o mercados objetivo, que comúnmente se utilizan en la declaración de la misión, por los elementos meta primaria y posible meta secundaria, respectivamente, en las cuales se mencionan las posibles aplicaciones de este trabajo. Y por último se señalan las suposiciones y restricciones bajo las que se trabajó. Cabe mencionar que cualquier lector interesado puede estar involucrado en este proyecto, ya sea proponiendo un diseño a detalle, intentando construir y probar su propio prototipo, o divulgando inclusive la información aquí

presentada con el fin de promover el uso de tecnologías alternativas para el aprovechamiento de la energía solar.

Declaración de la misión: diseño mecánico de una máquina para conversión y aprovechamiento de energía solar con objeto de investigación básica y posible aplicación doméstica

Descripción del producto	<ul style="list-style-type: none"> • Diseño mecánico de una máquina térmica para conversión de energía solar en energía eléctrica, con propósitos de investigación futura y posible aplicación como componente de un sistema de cogeneración doméstica en México
Propuesta de valor	<ul style="list-style-type: none"> • Diseño susceptible de construcción y prueba • Si se construye un prototipo basado en este diseño, se le podría aprovechar, junto con un concentrador solar y otros componentes, como un sistema de microcogeneración, lo cual implicaría una inversión redituable puesto que se obtendría gratuitamente energía eléctrica; para el caso de explotación comercial se requiere la debida autorización por parte de los cesionarios o inventores de las patentes aquí empleadas • Posibilidad de desarrollar y comercializar un producto basado en este diseño siempre y cuando se obtengan las licencias de explotación de las patentes involucradas
Objetivos claves	<ul style="list-style-type: none"> • Modelar el diseño o concepto generado • Obtener los parámetros operacionales que aseguren el funcionamiento de estado estable del motor
Meta primaria	<ul style="list-style-type: none"> • Investigación básica
Posible meta secundaria	<ul style="list-style-type: none"> • Sistemas de microcogeneración doméstica en México
Suposiciones y restricciones	<ul style="list-style-type: none"> • Tecnología de máquinas Stirling de pistón libre • Diseño o concepto con posibilidades de ensamble y manufactura en México • Diseño compatible con un concentrador solar y un alternador lineal

Figura 2.4 Declaración de la misión para el diseño mecánico de un motor Stirling de pistón libre.

2.2 Identificación de las necesidades del cliente

Para identificar las necesidades de clientes potenciales de un motor Stirling de pistón libre se aplicó una [encuesta](#) vía Google formularios, la cual se exhibe en la Figura 2.5, a una muestra significativa genérica. Dicha encuesta consta de una breve definición del motor Stirling de pistón libre, cuatro vídeos en los que se muestra la estructura y funcionamiento del motor para fines ilustrativos, y cuatro preguntas:

1. ¿Cuándo y por qué usaría este motor?
2. ¿Qué cualidades le gustaría que tuviera este motor?
3. ¿Qué características no le gustaría que tuviera este motor?
4. ¿Qué mejoría propondría para este motor?

Como ya se mencionó, el objetivo de estas preguntas es determinar las cualidades que un motor Stirling debe tener para considerarlo exitoso.

Encuesta sobre las posibles necesidades de usuarios de un motor Stirling de pistón libre

El motor de ciclo Stirling ha sido conocido por años y se basa en las variaciones de presión de una masa encerrada de fluido de trabajo, usualmente un gas tal como aire, helio o hidrógeno, causadas por el enfriamiento y calentamiento alternos del fluido de trabajo, el cual es forzado por el desplazador entre los espacios comunicados frío y caliente.

Un desarrollo más reciente es el motor Stirling de pistón libre, inventado por William Beale, el cual no tiene un acoplamiento mecánico directo entre su desplazador y su pistón de potencia, y que está descrito por la patente estadounidense 3 552 120. En otras palabras, esta invención es un dispositivo térmico tipo ciclo Stirling mejorado, que tiene utilidad como motor, refrigerador, y/o bomba de calor.

Los vídeos sólo son con fines ilustrativos, no necesariamente hacen referencia a una pregunta en específico.

Mire en segundos cómo funciona este motor:

the working of a Free Piston St...



¿Cuándo y por qué usaría este motor?

Tu respuesta

Por favor, vea el vídeo adjunto:

NASA Stirling Converter Demo...



¿Qué cualidades le gustaría que tuviera este motor?

Tu respuesta

21 segundos más sobre el tema:

Solar Stirling Engine



¿Qué características no le gustaría que tuviera este motor?

Tu respuesta

En la foto vemos una demostración del motor EG-1000, de Sunpower, usando aserrín como combustible y generando 1000 Watts de electricidad para el panel de focos. Esto se realizó en la Feria de Sostenibilidad en Athens, Ohio, 2001. Note que el motor Stirling de pistón libre es el que incorpora un domo metálico y un cuerpo azul.



¿Qué mejoría propondría para este motor?

Tu respuesta

Una aplicación comercial de este motor:

Qnergy's mCHP System...



ENVIAR

Figura 2.5 Formulario en línea para recopilar las necesidades de posibles usuarios.

Doce personas, de las cuales 9 son ingenieros mecánicos, respondieron la encuesta, y sus respuestas fueron expresadas como atributos del motor o en términos de lo que el motor tiene que hacer, con enunciados afirmativos y procurando no apartarse de la información originalmente recopilada. El resultado de esta traducción se muestra en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1 Posibles necesidades del cliente respecto al motor Stirling de pistón libre.

Núm.		Necesidad	Frecuencia
1	El motor	se puede colocar en interiores	1
2	El motor	es compacto (de tamaño reducido)	6
3	El motor	es versátil	3
4	El motor	utiliza gas de trabajo no tóxico y poco inflamable	1
5	El motor	admite combustibles diversos	1
6	El motor	provee la potencia necesaria para iluminar una habitación	1
7	El motor	se puede distinguir como componente de un sistema	1
8	El motor	es una fuente de energía	1
9	El motor	es amigable con el medio ambiente	1
10	El motor	es eficiente	5
11	El motor	es fácil de manufacturar y ensamblar	1
12	El motor	es de operación silenciosa	5
13	El motor	no utiliza combustibles contaminantes	1
14	El motor	admite energía solar	2
15	El motor	puede usarse como refrigerador o bomba de calor	1
16	El motor	emplea energía renovable para su funcionamiento	1
17	El motor	es más eficiente que un motor de combustión interna	1
18	El motor	Tiene potencia específica aceptable	2
19	El motor	Funciona bajo un rango amplio de parámetros operacionales	2
20	El motor	puede montarse fácilmente	1
21	El motor	genera electricidad para el motor eléctrico de una motocicleta	1
22	El motor	puede recargar un banco de baterías	2
23	El motor	puede abastecer energía a módulos electrónicos	1
24	El motor	es potente	1
25	El motor	transforma energía con tecnología alternativa	1
26	El motor	reutiliza el calor disipado por sí mismo	1
27	El motor	puede funcionar con un concentrador solar	1
28	El motor	cuenta con aislamiento que reduce las pérdidas de calor	1
29	El motor	es de uso doméstico	2
30	El motor	es sostenible	1
31	El motor	inspira orgullo	1
32	El motor	incorpora un alternador lineal	1
33	El motor	es de uso accesible para la gente	1
34	El motor	es ligero en peso	1

Tabla 2.1 Continuación de las posibles necesidades del cliente.

35	El motor	es confiable	3
36	El motor	puede ser manufacturado en México	1
37	El motor	utiliza materiales reciclables	1
38	El motor	permite un mantenimiento sencillo	3
39	El motor	aprovecha residuos orgánicos	1
40	El motor	integra partes comercialmente disponibles	1
41	El motor	funciona en regiones donde los combustibles derivados del petróleo son caros y difíciles de obtener	1
42	El motor	es portátil	1
43	El motor	no requiere mantenimiento periódico	1
44	El motor	suministra potencia a equipos electrodomésticos	3
45	El motor	es redituable	1
46	El motor	puede ser costeadado por la clase media mexicana	2
47	El motor	produce energía eléctrica de emergencia	1
48	El motor	satisface parcialmente la demanda doméstica de energía	1

2.3 Elaboración de la lista de métricas

Una vez que se interpretaron las necesidades del cliente, se elaboró la lista de cualidades mensurables del motor o métricas (Tabla 2.2) basadas en tales necesidades, con el fin de generar después las especificaciones meta. Las métricas reflejan las supuestas necesidades del cliente; son variables independientes como, por ejemplo, la masa del motor; son prácticas, esto es, se puedan medir sin necesidad de sensores o instrumentos demasiado sofisticados; y muy importante, incluyen los criterios populares para comparación en el mercado o *benchmarking*. Puesto que algunas de las necesidades no tienen asociadas una magnitud física, se recurrió en esos casos a evaluarlas de modo binario (pasa o no pasa, sí o no) o mediante una lista de elementos (por ejemplo, para evaluar la métrica 4 se podría utilizar una lista que incluyera las fuentes de calor con las que el motor puede funcionar: gas propano, energía solar, biomasa, etc.).

Tabla 2.2 Métricas basadas en las posibles necesidades del cliente acerca del motor.

Métrica Núm.	Núm. de necesidad	Métrica	Frecuencia total	Unidades
1	1, 2, 42	Volumen	8	cm^3
2	3	Aplicaciones	3	lista
3	4	Toxicidad e inflamabilidad del gas de trabajo	1	pasa/ no pasa
4	5, 13, 14, 16, 39	Fuente de calor	6	lista
5	6, 8, 21, 22, 23, 24, 44, 48	Potencia eléctrica	11	We

Tabla 2.2 Necesidades del cliente expresadas con métricas (continuación).

6	7	Se puede distinguir como componente de un sistema	1	Sí/No
7	9, 30	Huella de carbono	2	CO_2eq
8	10, 17	Eficiencia	6	%
9	11	Procesos de manufactura y operaciones de ensamble	1	lista
10	12	Medición de ruido	5	dB
11	15	Puede usarse como refrigerador o bomba de calor	1	Sí/No
12	18	Potencia específica	2	We/kg
13	19	Frecuencia, ángulo de fase pistón-desplazador, ratio de carreras pistón-desplazador	2	$Hz, rad, \%$ respectivamente
14	20	Tiempo para montaje	1	s
15	25	Uso de tecnología alternativa	1	Sí/No
16	26	Calor disipado	1	W
17	27	Funciona con un concentrador solar pequeño	1	Sí/No
18	28	Conductividad térmica del aislante	1	W/mK
19	29	Cumple con normas de uso doméstico	2	Sí/No
20	31	Inspira orgullo	1	Sí/No
21	32	Incorpora un alternador lineal	1	Sí/No
22	33	Ergonomía	1	Sí/No
23	34, 42	Masa total	2	kg
24	35	Tiempo promedio entre fallas, tiempo promedio para reparar	3	$MTBF, MTTR$ respectivamente
25	36	Puede ser manufacturado en México	1	Sí/No
26	37	Puede reciclarse parcialmente	1	Sí/No
27	38	Tiempo para mantenimiento	3	min
28	40	Porcentaje de partes constitutivas comercialmente disponibles	1	%
29	41	Funciona en regiones donde los combustibles derivados del petróleo son caros y difíciles de obtener	1	Sí/No
30	43	Frecuencia del mantenimiento	1	veces/año
31	45	Tiempo de recuperación de la inversión	1	años
32	46	Costo estimado	2	\$ MX
33	47	Produce energía eléctrica de emergencia	1	Sí/No

2.4 Comparación en el mercado y de prototipos de convertidores Stirling

Un cotejo de las especificaciones de diferentes convertidores Stirling desarrollados ha sido realizado con el fin de determinar los parámetros que el diseño preliminar de convertidor Stirling debe perseguir para que se le considere aceptable.

Se busca generar en un futuro, mediante el diseño preliminar aquí propuesto, una alternativa diferente a los convertidores Stirling comercializados en el extranjero y a los desarrollados con propósitos de investigación, porque los primeros no son distribuidos en México, y porque de los segundos no se dispone de suficiente información como para simplemente reproducirlos y aprovecharlos.

Para realizar la comparación basada en métricas del motor en el mercado, se revisó el estado de comercialización de las máquinas Stirling de pistón libre [2]; se recopilaron también catálogos o *brochures* proporcionados en internet por algunos de los principales comercializadores de productos que emplean estas máquinas para aplicaciones, principalmente, de cogeneración y sistemas de refrigeración; además se solicitó a un fabricante este tipo de información por correo electrónico, obteniéndose como respuesta las especificaciones de uno de sus motores.

Adicionalmente se consideraron las especificaciones de un prototipo japonés con propósitos de investigación. El resultado de esta recopilación se muestra en la Tabla 2.3 de comparación mercantil y de prototipos de investigación, en la cual sólo se consideran las métricas que implican los criterios de comparación más populares en el mercado y con mayor frecuencia de aparición en la Tabla 2.2, por lo que no todas las métricas de dicha tabla fueron consideradas para realizar esta comparación.

Algunas de las compañías más populares en este sector del mercado son [Sunpower, Inc.](#) (la cual, como ya se dijo, fue fundada por William Beale en Ohio, EUA), [ÖkoFEN](#) de Austria, [Viessmann](#) de Alemania, [Remeha](#) que pertenece a BDR Thermea Group con sede en los Países Bajos, [Cleanergy](#) de Suecia, [Global Cooling Inc.](#) de EUA, [Twinbird](#) de Japón, [Qnergy](#) con sede en EUA, entre otras.

En México se podría trabajar con alguno de estos fabricantes si se demuestra que se tienen los medios necesarios, como infraestructura, personal y experiencia, para distribuir este tipo de productos.

Tabla 2.3 Comparación mercantil o *Benchmarking* y de prototipos del motor Stirling de pistón libre.

Métrica núm.	Necesidad núm.	Métrica	F	Unidades	Sunpower EE-35-H ^{*1}	Qnery (PCK) 80.X ^{*2}	Sunpower EG-1000 ^{*1}	Prototipo JAXA eStir ^{*3}	Microgen MEC LFPSE V1 ^{*4}
5	6, 8, 21, 22, 23, 24, 44, 48	Potencia eléctrica	11	<i>We</i>	43	7 800	1 000	400	1 000
1	1, 2, 42	Volumen	8	<i>cm³</i>	279	48 355	24 906	7 911	35 342
4	5, 13, 14, 16, 39	Fuentes de calor	6	Lista	Radioisótopos, calentador eléctrico, propano y diésel JP-8	Gas, leña, aserrín y calor residual	Propano, gas natural y otras fuentes de calor si se optimiza el motor	Cartuchos calentadores eléctricos	Solar, gas, biomasa y diésel
8	10, 17	Eficiencia	6	%	32	38	33	25.5	25
10	12	Ruido	5	<i>dBA</i>	Sin dato	65	Sin dato	Sin dato	Sin dato
2	3	Aplicaciones	3	Lista	Potencia espacial, aplicaciones terrestres, conversión portátil de energía para uso militar	Cogeneración en hogares y establecimientos comerciales	Cogeneración doméstica	Investigación para cogeneración doméstica	Potencia industrial y rural remotas, potencia motora silenciosa, cogeneración doméstica
12	18	Potencia específica	2	<i>We/kg</i>	90	63	45	Sin dato	16
13	19	Frecuencia	2	<i>Hz</i>	105	Sin dato	50	35	50/60
		Ratio de temperaturas		<i>K/K</i>	2.6	3.2	2.7	2.8	Sin dato
		Presión promedio		<i>MPa</i>	2.6	Sin dato	3.0	2.5	Sin dato
23	34, 42	Masa	2	<i>kg</i>	0.6	124	35	Sin dato	60

F = frecuencia total, *1 referencias [29] y [30], *2 Apéndice A, *3 referencia [31], *4 Apéndice A

2.5 Lista de especificaciones

Para plantear la lista de especificaciones pretendidas, Tabla 2.4, se tomó como referencia la Tabla 2.3 de comparación del motor, considerando que el diseño preliminar aquí propuesto tiene como propósito la construcción de un prototipo basado en él, para investigación y posible aplicación como componente de un sistema de microgeneración doméstica en México. Por lo tanto, las especificaciones meta se formularon moderadamente.

Tabla 2.4 Especificaciones pretendidas.

Métrica Núm.	Métrica	Unidad	Valor ideal
5	Potencia eléctrica	We	100
1	Volumen	cm^3	7 500
4	Fuente de calor	Lista	Solar
8	Eficiencia	%	25
10	Medición de ruido	$dB A$	70
2	Aplicaciones	Lista	Experimentación y microgeneración doméstica
12	Potencia específica	We/kg	15
13	Frecuencia	Hz	50/60
	Ratio de temperaturas	K/K	2.5
	Presión promedio	MPa	2
23	Masa	kg	6.7

2.6 Configuración del concepto de solución

Una vez que se hubieron planteado las especificaciones a perseguir se procedió a configurar un concepto de motor con capacidad de cumplir tales especificaciones; nuevamente se emplearon herramientas dadas en las directrices [27] y [28] para analizar el problema y después sintetizar una solución, o lo que es lo mismo, un buen concepto de motor Stirling de pistón libre. Una descripción minuciosa de la aplicación de estas herramientas se da a continuación.

2.7 Diagramas funcionales

Para entender mejor el problema de diseñar un motor Stirling de pistón libre, se descompuso tal tarea funcionalmente mediante dos diagramas, el de caja negra general y el de refinamiento que

muestra subfunciones. En el diagrama de caja negra, Figura 2.6 (a), se trata al motor Stirling de pistón libre como un sistema de tres entradas con sendas salidas. Estas entradas y salidas se refieren a flujos de energía, materia y señal, que están representados por líneas continua fina, continua gruesa y discontinua o punteada, respectivamente. En el diagrama de refinamiento estos flujos se descomponen un poco más en subfunciones, como se aprecia en la Figura 2.6 (b).

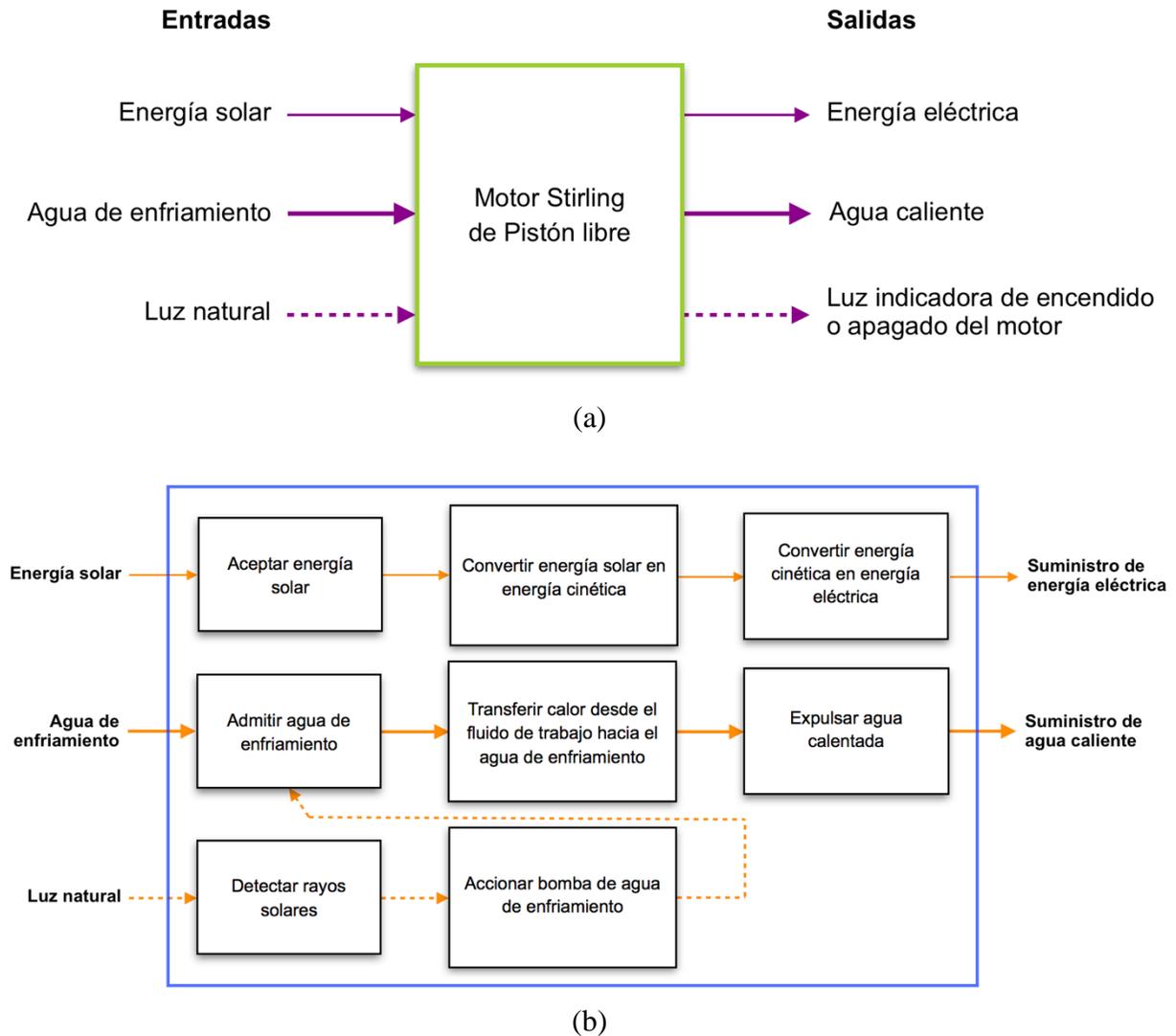


Figura 2.6 Análisis funcionales del motor Stirling de pistón libre representados con diagramas de (a) caja negra general y (b) de refinamiento que muestra subfunciones del motor.

2.8 Árbol de clasificación de conceptos

Existen diversas fuentes de energía para el motor Stirling, en nuestro caso, el espacio de posibles soluciones al problema de suministrar energía al motor quedó restringido a un único tipo de energía, la solar, principalmente por requerimiento. Para proveer al motor de energía solar, se dispone principalmente de dos medios, ya sea que incorpore un disco parabólico que refleje los rayos del sol en su foco, en cuyo lugar deberá colocarse el aceptor o cabeza calentadora del motor, o que cuente

con un concentrador solar con lente de Fresnel, el cual por efecto de refracción concentra la energía solar en un área reducida, en donde se deberá ajustar la cabeza calentadora si es el caso. Los principios ópticos de dispersión y fluorescencia también podrían ser aprovechados para diseñar un concentrador solar, utilizando respectivamente, prismas u hologramas y tintes fluorescentes incrustados en una placa plana de vidrio o plástico, pero dada la complejidad de esto, estas alternativas quedan descartadas.

Para ilustrar de otra manera lo anteriormente enunciado se presenta en la Figura 2.7 un árbol de clasificación de conceptos de soluciones para el problema de suministrar energía solar al motor.

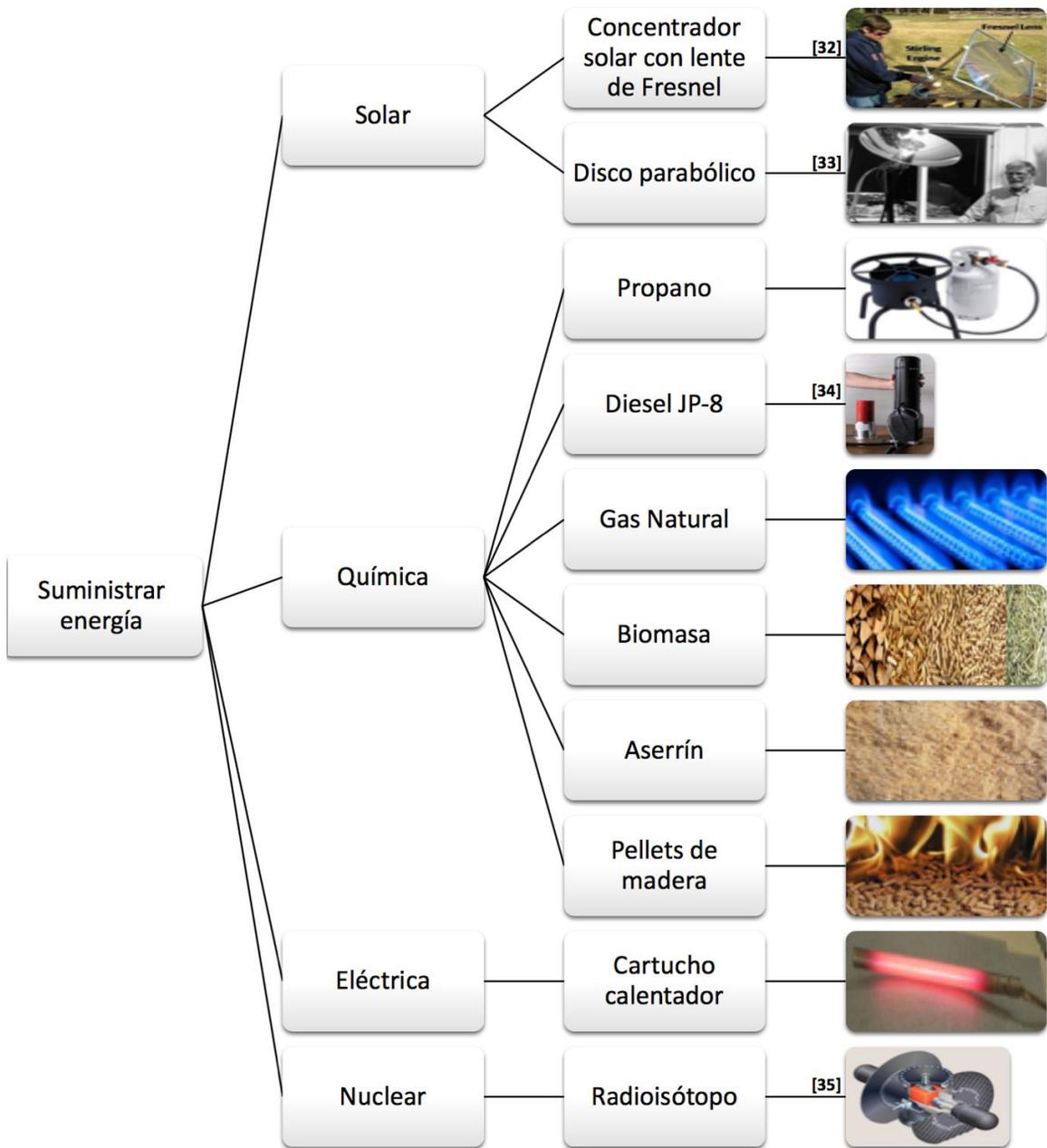


Figura 2.7 Árbol de clasificación de conceptos de fuentes de energía para el motor Stirling. Algunas imágenes están acompañadas de sus respectivas referencias [32] a [35]; el resto son públicas.

De los dos medios disponibles para suministrar energía al motor, los que se seleccionaron, por requerimiento, fueron los solares: el concentrador solar con lente de Fresnel, tal como el que se propone en la referencia [36], y el plato parabólico.

2.9 Matriz morfológica

Una vez que se hubo descompuesto el problema de diseño mediante los diagramas funcionales y el árbol de clasificación de conceptos en subproblemas, se recurrió a otro esquema conocido como matriz morfológica para sintetizar una solución total, teniendo en cuenta siempre la lista de especificaciones pretendidas. En los métodos de diseño, además de considerar esta lista, hay que asegurar la compatibilidad física y geométrica entre los componentes de la solución total, tal precaución se logra a través de la matriz morfológica.

La matriz morfológica (Figura 2.8) se conformó siguiendo la línea de flujo de energía en el motor (Figura 2.6), con su columna principal asignada a las subfunciones y la primera fila conferida al número de subsoluciones. En el resto de las celdas se introdujeron subsoluciones para realizar las subfunciones, de suerte que surgieron $6 \times 7 \times 4$ combinaciones o principios de solución; de estas 168 posibilidades se seleccionó sólo una, la cual está integrada por las celdas sombreadas con color verde.

2.10 Principio de solución

De la combinación anterior se eligió un principio de solución o concepto de motor Stirling de pistón libre, el cual cuenta con una cabeza convexa o plana para aceptar la energía solar concentrada; un arreglo mecánico tipo beta para transformar la energía solar en energía cinética mediante la termodinámica del motor, con un resorte plano entre el desplazador y la carcasa; y un alternador lineal de imanes permanentes móviles para transformar la energía cinética del émbolo que resguarda tales imanes en energía eléctrica por medio del principio de inducción electromagnética. Como se puede apreciar este principio de solución corresponde al diseño del Convertidor Stirling Avanzado [21].

Se eligió este concepto porque su configuración mecánica es más sencilla que la de los motores tipo alfa, gamma y de doble efecto, pues el arreglo beta solo incorpora un cilindro con barreno constante, además no requiere cierres herméticos como los que se necesitarían en el caso de un motor con acoplamiento cinemático, ni tener que lidiar con las cargas laterales que el mecanismo biela-manivela de dicho acoplamiento generaría. Otra ventaja del motor Stirling de pistón libre tipo beta es que se puede poner en funcionamiento fácilmente, basta una pequeña perturbación después de que el espacio de expansión haya sido calentado suficientemente, o en vez de la perturbación se podría también suministrar un impulso de corriente al alternador para mover el pistón y con ello comenzar el funcionamiento del motor; los motores de mecanismo cinemático no cuentan con esta característica. Una ventaja adicional de este diseño es que es fácil de ensamblar, por el contrario, una desventaja es que carece de un eje de transmisión.

En las siguientes secciones se describe por partes un bosquejo de Convertidor Stirling Avanzado, comenzando con el desplazador y terminando con el armazón. También se sugieren materiales y procesos de fabricación para dichas partes del convertidor, y en el apéndice C se da un plano preliminar del bosquejo completo; adicionalmente algunos modelos tridimensionales se pueden solicitar al [autor](#), preferentemente para la realización del trabajo futuro: diseño definitivo, construcción y prueba de un prototipo.

El proceso seguido para llegar a este principio de solución está basado en las fases directrices mostradas en la Figura 2.3. Recapitulando se puede notar que el proceso comienza con la tarea de proporcionar un diseño preliminar de convertidor Stirling, después se obtiene una lista de especificaciones que el convertidor debe cumplir, luego se configura un concepto de convertidor Stirling capaz de cumplir tales parámetros descomponiendo el problema en tareas más sencillas y buscando entonces principios de trabajo o subsoluciones para cada una de dichas tareas, que compondrán el concepto o principio de solución para la tarea principal.

Esta búsqueda de principios de trabajo se realizó en la literatura y las patentes de invención. Los principios encontrados solucionan bien los problemas que implica el convertidor Stirling, pero la razón por la que no se pueden reproducir o aprovechar con facilidad en este trabajo esos principios es porque los mismos cuentan con derechos de propiedad intelectual, y por lo tanto no son dados a detalle en ninguna referencia; como consecuencia se hace necesario proponer diseños diferentes pero basados en tales principios de solución, labor que se pretende realizar en este trabajo, de manera que los elementos del convertidor Stirling (desplazador, pistón, enfriador, etcétera) descritos en las secciones siguientes están basados en los principios de trabajo que han sido conceptualmente reportados en la literatura o patentes de invención.

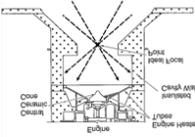
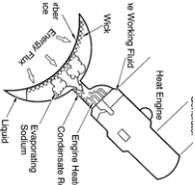
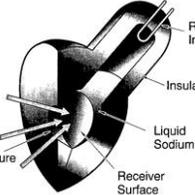
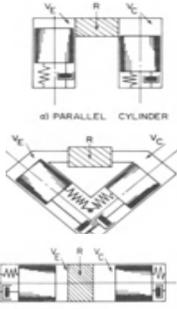
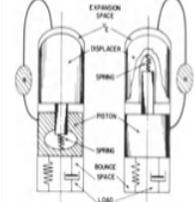
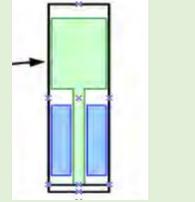
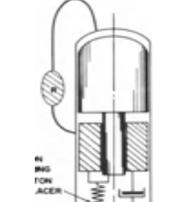
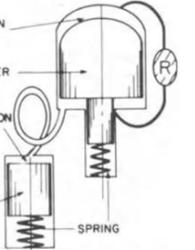
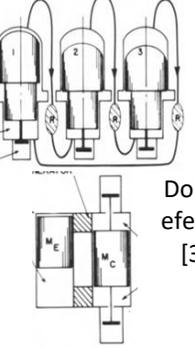
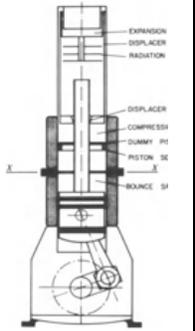
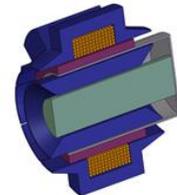
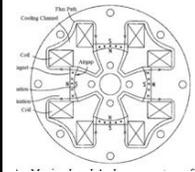
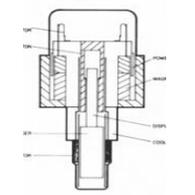
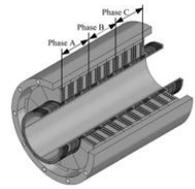
Solución	1	2	3	4	5	6	7
Subfunción							
Aceptar energía solar	 <p>Concavidad [Apéndice A]</p>	 <p>Receptor y tubos calentadores [37]</p>	 <p>Receptor de reflujo y tubos calentadores [37]</p>	 <p>Receptor con caldera-estanque de reflujo [37]</p>	 <p>Tubos calentadores [38]</p>	 <p>Cabeza convexa o plana [39]</p>	
Convertir energía solar en energía cinética	 <p>Simple efecto. Arreglo de dos pistones [3]</p>	 <p>Simple efecto. Pistón y desplazador en tándem. Resorte entre desplazador y pistón [3]</p>	 <p>Simple efecto. Pistón y desplazador en tándem. Resorte entre desplazador y carcasa [26]</p>	 <p>Simple efecto. Pistón y desplazador en tándem. Resorte común al desplazador y el pistón [3]</p>	 <p>Pistón y desplazador en cilindros separados [3]</p>	 <p>Doble efecto [3]</p>	 <p>Híbrido: acoplamiento cinemático [3]</p>
Convertir energía cinética en energía eléctrica	 <p>Alternador lineal de imán permanente móvil [40]</p>	 <p>Alternador lineal de hierro móvil con imanes permanentes en el estátor [41]</p>	 <p>Alternador lineal de bobina móvil con imanes permanentes en el estátor [3]</p>	 <p>Generador lineal de imanes permanentes fijos y móviles [42]</p>			

Figura 2.8 Matriz morfológica que muestra una combinación de subsoluciones para formar un principio de solución o concepto de motor.

2.10.1 Desplazador

Como guía para el diseño del desplazador se consultó la patente estadounidense 4,559,779, la cual proporciona los siguientes antecedentes acerca de esta invención:

“En el ciclo Stirling, un gas de trabajo es transportado entre dos espacios o cámaras de volumen estacionario, el espacio de expansión y el espacio de compresión. Este ir y venir es habitualmente realizado por el desplazador. Durante la operación del motor, un pequeño diferencial de presión existe a través del desplazador, no obstante, un diferencial térmico grande existe a través del desplazador, debido a que la temperatura del gas de trabajo es diferente entre el espacio (caliente) de expansión y el espacio (frío) de compresión. Para mejorar la eficiencia de la operación del motor, hay una necesidad de reducir pérdidas que resultan de la transferencia de calor a través del desplazador cuando transporta el gas de trabajo, estas pérdidas surgen cuando el gas de trabajo evita o circunvala los intercambiadores de calor (calentador, regenerador y enfriador). Puesto que tal pérdida de calor no está disponible para el fluido de trabajo, la eficiencia de operación del motor disminuye.

Los intentos previos para proveer resistencia térmica efectiva en el desplazador capaz de soportar las cargas de inercia asociadas con el movimiento del desplazador y las restricciones prácticas de peso no han sido enteramente satisfactorios. De acuerdo con esto, existe una necesidad de compensar tales pérdidas térmicas sin muchas complicaciones, ni peso, ni costo añadidos al motor”.

En la misma patente, la invención que satisface la necesidad planteada en el párrafo anterior es descrita detalladamente de la siguiente manera:

“En la Figura 2.9 se muestra, de un motor Stirling o similar, una pared **10** de un cilindro que contiene en su interior un desplazador **12**. Cómo es característico en los motores Stirling, el pistón desplazador **12** incluye un cuerpo hueco relativamente ligero **14** montado sobre una barra **16** y sirve para transportar el gas de trabajo entre el espacio de expansión (caliente) **18** y el espacio de compresión (frío) **20**. En operación normal, debido al gradiente alto de temperatura entre los espacios de compresión y expansión, un flujo axial de calor a través del pistón desplazador **12** puede ser esperado. Conforme a esta invención, este flujo de calor es reducido proveyendo al desplazador **12** de una serie de deflectores **22** con forma cónica circular posicionados a manera de capas a lo largo de su interior como se muestra. Cada uno de los deflectores es provisto de sendas bridas periféricas **24**, las cuales permiten el apilamiento espaciado de los mismos. Como se exhibe en la Figura 2.9, la brida de cada deflector está contigua a la siguiente para proveer capacidad para soportar las cargas asociadas con el vaivén del desplazador. En un arreglo particular, una reducción de flujo de calor evitando o circunvalando el regenerador, de más de 200 Watts a menos de 50 Watts fue realizada, resultando en una eficiencia del motor incrementada de 2 a 3%. El peso del desplazador sólo se incrementó en aproximadamente un 5%, es decir, 0.090 kg en 1.814 kg.

Además, el arreglo, si se desea, puede incluir un material aislante tal como cerámica de baja densidad dispuesto entre los deflectores respectivos **22** para reducir el potencial de transferencia de calor por convección y radiación”.

A partir de los antecedentes y la descripción anteriores se propuso un desplazador ligero, pero de volumen sustancioso, cuyo ensamble entero consta de un cilindro con tapas planas y una barra en una de estas tapas conectada al vástago de flexión mediante rosca, y este a su vez a un resorte plano para lograr la resonancia del desplazador entero a una frecuencia adecuada; internamente el desplazador contiene deflectores, que pueden estar hechos de plancha metálica. Tal desplazador, expuesto en la Figura 2.10, se puede fabricar torneando una barra redonda de Inconel 718 [26], que es una aleación basada en níquel de alta resistencia mecánica y térmica; otro material alternativo para tornearse el desplazador es conocido como Udimet 720.

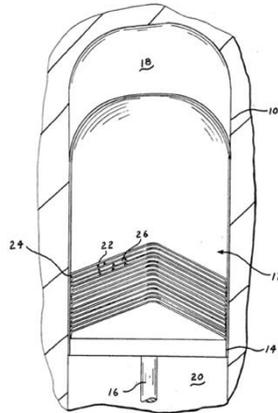


Figura 2.9 Vista de la sección parcial de un cilindro de un motor Stirling que incluye un desplazador que incorpora las enseñanzas de la patente 4,559,779.

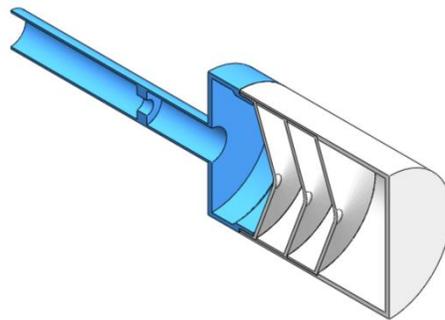


Figura 2.10 Vista de sección del desplazador.

2.10.2 Pistón

El pistón se puede fabricar torneando aluminio 4032-T6 (UNS A94032), como se indica en la referencia [26], también puede estar hecho de aluminio 6061-T6. El diseño del pistón, mostrado en la Figura 2.11, está basado en la referencia [24], por lo que incorpora dos cojinetes de gas, uno en el manguito del pistón y otro en el núcleo, de modo que el contacto con el cilindro y el vástago del desplazador sea evitado. El manguito es extendido para formar una brida de sujeción para la lata de imanes o émbolo del alternador.

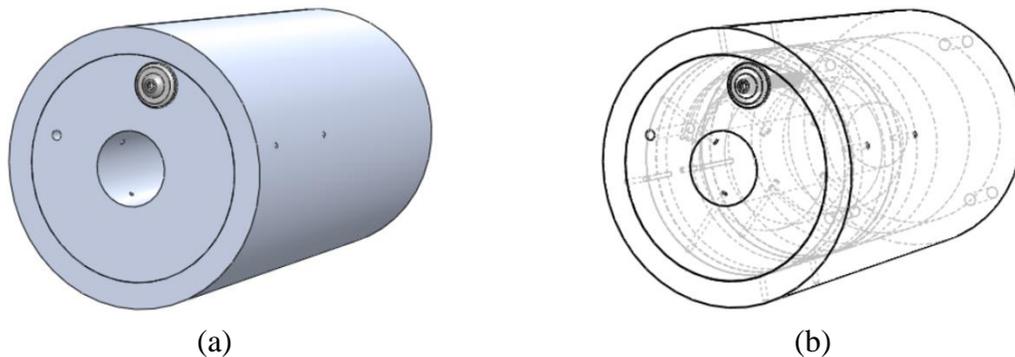


Figura 2.11 Perspectivas del pistón (a) sombreada con aristas y (b) con líneas ocultas visibles.

2.10.3 Enfriador

El enfriador transfiere calor desde el fluido de trabajo hacia el agua de enfriamiento. Lo suelen nombrar con los términos ingleses *cooler* (enfriador) o *rejector* (rechazador) porque respectivamente enfría o, lo que es lo mismo, rechaza calor. El diseño propuesto de enfriador (Figura 2.12) se puede manufacturar mediante torneado y maquinado por descarga eléctrica (EDM, por las siglas de Electrical Discharge Machining). El ensamble enfriador consta de dos partes, el enfriador externo, que incorpora las ranuras rectangulares para el flujo del gas de trabajo, y el enfriador interno, que cuenta con un canal para el flujo de agua. En dicho canal entra agua fría por la transición para después dividirse describiendo dos semicircunferencias y luego combinarse para salir, también por la transición, a una mayor temperatura debido a la transferencia de calor a lo largo de su recorrido. El ensamble se suelda a la transición por las circunferencias inferiores de asentamiento, y sus partes interna y externa se sueldan entre sí por la circunferencia superior de unión.

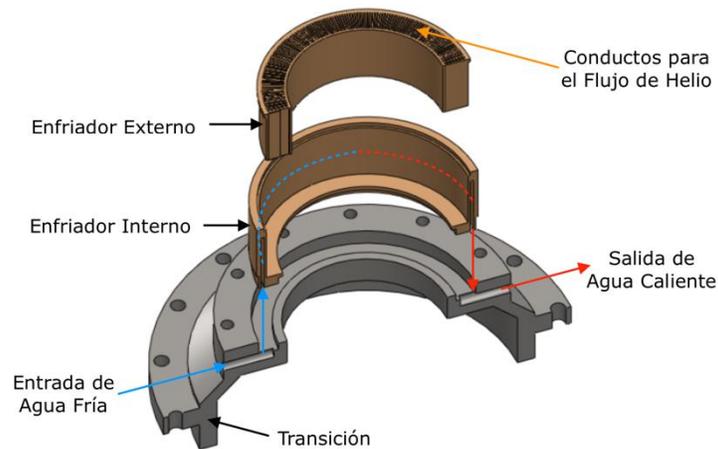


Figura 2.12 Vista de sección del ensamble enfriador y la transición.

2.10.4 Calentador

El calentador es un intercambiador de calor anular con pasajes rectangulares (Figura 2.13) cuya función es transferir calor, proveniente de la cabeza calentadora, hacia el fluido de trabajo; se puede fabricar, al igual que el enfriador o rechazador de calor, con cobre C10100 (material que tiene una excelente resistencia a la corrosión atmosférica y a la corrosión por muchos tipos de aguas, incluyendo agua salobre y agua de mar), este tipo de cobre está libre de oxígeno; también se puede manufacturar mediante EDM. Un material alternativo es telurio-cobre C145 (material más fácil de maquinar que el Cobre C10100).



Figura 2.13 Perspectiva del calentador.

2.10.5 Regenerador

El regenerador aumenta la eficiencia del ciclo Stirling, proporcionando calor al fluido de trabajo cuando este va del espacio de compresión al espacio de expansión, y extrayendo calor desde el fluido de trabajo cuando va en sentido contrario, del espacio de expansión al espacio de compresión.

Una investigación [43] respecto a este componente del motor Stirling sugiere que el regenerador sea una malla de acero inoxidable 304L (Figura 2.14) con una porosidad cercana al 90 %.



Figura 2.14 Regenerador de acero inoxidable 304L [43].

2.10.6 Alternador lineal

Como ya se mencionó, se ha seleccionado la configuración de imanes permanentes móviles para el alternador lineal. Es decir, un émbolo de material no-magnético, tal como el titanio Ti-6Al-4V (UNS R56400) o un acero inoxidable de la serie 300, incorpora imanes permanentes de samario-cobalto de 28 a 30 $MGOe$ (unidades del producto energético de un imán), ver Figura 2.15(a); dicho émbolo está acoplado al pistón, por lo que oscila junto con él en el entrehierro que forman los estatores fijos. La disposición de los imanes consiste de tres filas circunferenciales, dos en los extremos y una principal en medio. Los imanes en los extremos funcionan como resortes magnéticos que tienden a centrar estáticamente el pistón, mientras que los imanes centrales son los que generan la mayor parte de la corriente eléctrica por inducción electromagnética.

El estátor interno, como se muestra en la Figura 2.15(b), está formado por las laminaciones internas, y se acopla al cilindro mediante anillos retenedores. En el interior del cilindro se desplazan el pistón y el desplazador. Por su parte, el estátor externo, exhibido en la Figura 2.15(c), se compone de laminaciones externas hechas, al igual que las laminaciones internas, de aleación ASTM A801 tipo 1, conocida comercialmente como Hiperco 50; las pilas de laminaciones externas cubren la bobina.

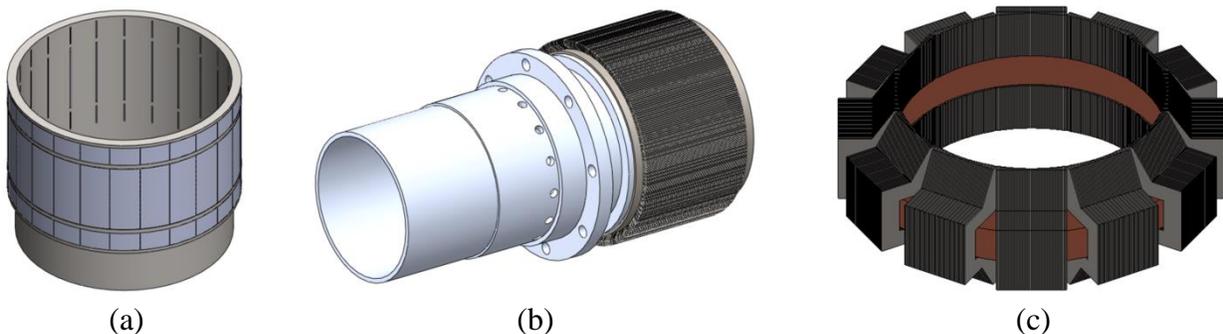


Figura 2.15 Perspectivas de (a) un émbolo o lata con imanes permanentes, (b) un cilindro con estátor interno y (c) un estátor externo resguardando una bobina.

Las laminaciones externas, expuestas en el apéndice C, se sueldan en 12 pilas, de manera que queden agrupadas 53 piezas por pila; los 12 montones luego se adhieren con epoxi alrededor de la bobina, la cual se hace enrollando alambre de cobre alrededor de un molde plástico. Ambos tipos de laminaciones se obtienen cortando, mediante láser CNC, una hoja grande de Hiperco 50 de 0.020 pulgadas (0.508 mm) de espesor. Las laminaciones externas se sueldan como se muestra en la Figura 2.16.

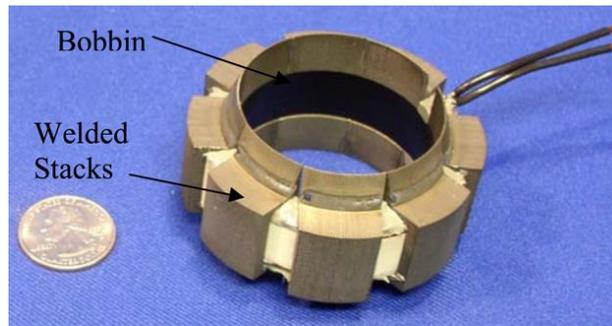


Figura 2.16 Ubicación de las soldaduras de empalme [44].

Para el caso del estátor interno, las laminaciones internas, exhibidas también en el apéndice C, se ensamblan alrededor del cilindro y entre los anillos de retención. Se usa el mismo epoxi para pegar las laminaciones internas al cilindro. Por otra parte, los imanes también se pueden adherir al émbolo con dicho epoxi Master Bond [EP21TCHT-1](#).

2.10.7 Vástago flexible

El vástago flexible (Figura 2.18) se puede tornearse usando una barra hexagonal de acero inoxidable de la serie 400.



Figura 2.17 Vástago flexible.

2.10.8 Resorte plano

El resorte plano (Figura 2.19) se puede manufacturar mediante corte láser CNC, usando acero 4130 (UNS G41300), en el apéndice C se dan más detalles sobre cómo obtener la geometría espiral de las vigas del resorte plano propuesto en esta tesis. Diseñar este componente del convertidor es una labor compleja, como se menciona en la referencia [44]: “El diseño para lograr la rigidez axial,

frecuencia fundamental y nivel de esfuerzo deseados se realiza mediante análisis de elementos finitos”. Por lo tanto, es recomendable perfeccionar el resorte plano propuesto.

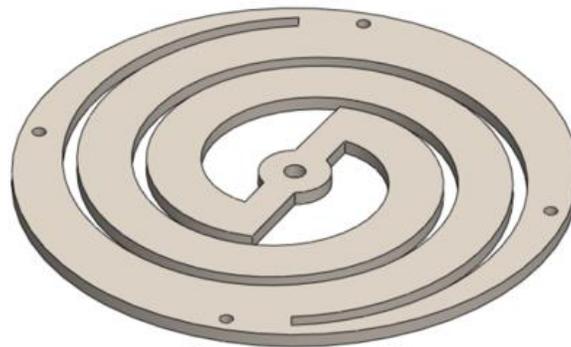


Figura 2.18 Vista isométrica del resorte plano.

2.10.9 Armazón

El armazón del motor consta de la cabeza calentadora, la junta de transición y el recipiente a presión. Estos componentes se muestran respectivamente en las Figuras 2.19 (a), (b) y (c); y se pueden tornearse usando Inconel 718 o 625. La sujeción entre estas partes se realiza con bridas y tornillos; y el sellado mediante *O-rings*.

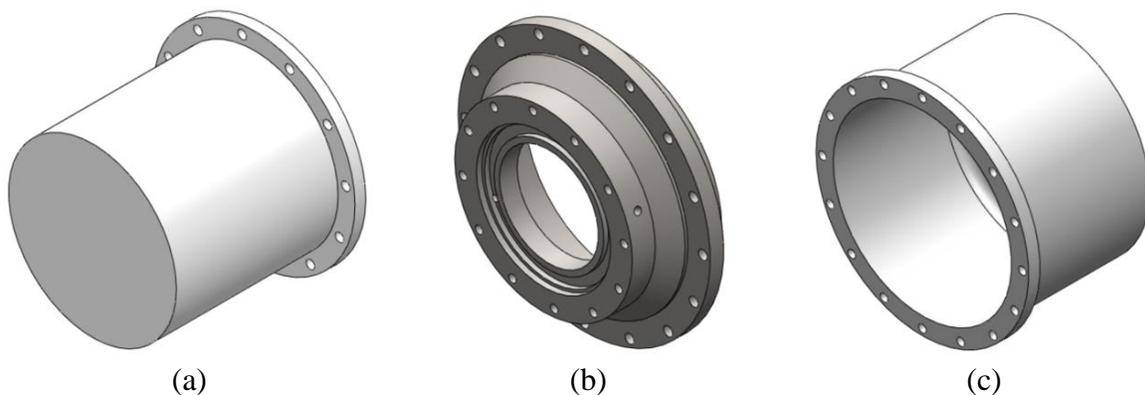


Figura 2.19 (a) Cabeza calentadora, (b) junta de transición y (c) recipiente a presión.

2.11 Ensamble convertidor Stirling

Finalmente, se exhibe en la Figura 2.20 el ensamble de convertidor Stirling sugerido en este trabajo. El diseño está basado considerablemente en las referencias [13], [26] y [44]. Una mejora que incorpora el bosquejo presentado en esta obra respecto al diseño dado en las referencias [13] y [26] consiste en la sencillez de su enfriador, pues este consta solo de dos piezas y se ensambla con tres cordones de soldadura, mientras que el otro incluye seis piezas y se suelda con ocho cordones.

Además, se proporciona en el diseño preliminar del pistón (dibujo número 3 del Apéndice C) una alternativa para implementar una válvula de tipo lengüeta (conocida también como *reed valve*), la cual aprovecha los picos de presión generados en el espacio de compresión para alimentar los depósitos de los cojinetes de gas permitiendo únicamente el flujo del gas de trabajo en la dirección

mencionada, a la manera de una válvula de retención. Esta información no se da en ninguna de las referencias por, como se menciona en la fuente [44], “razones propietarias”.

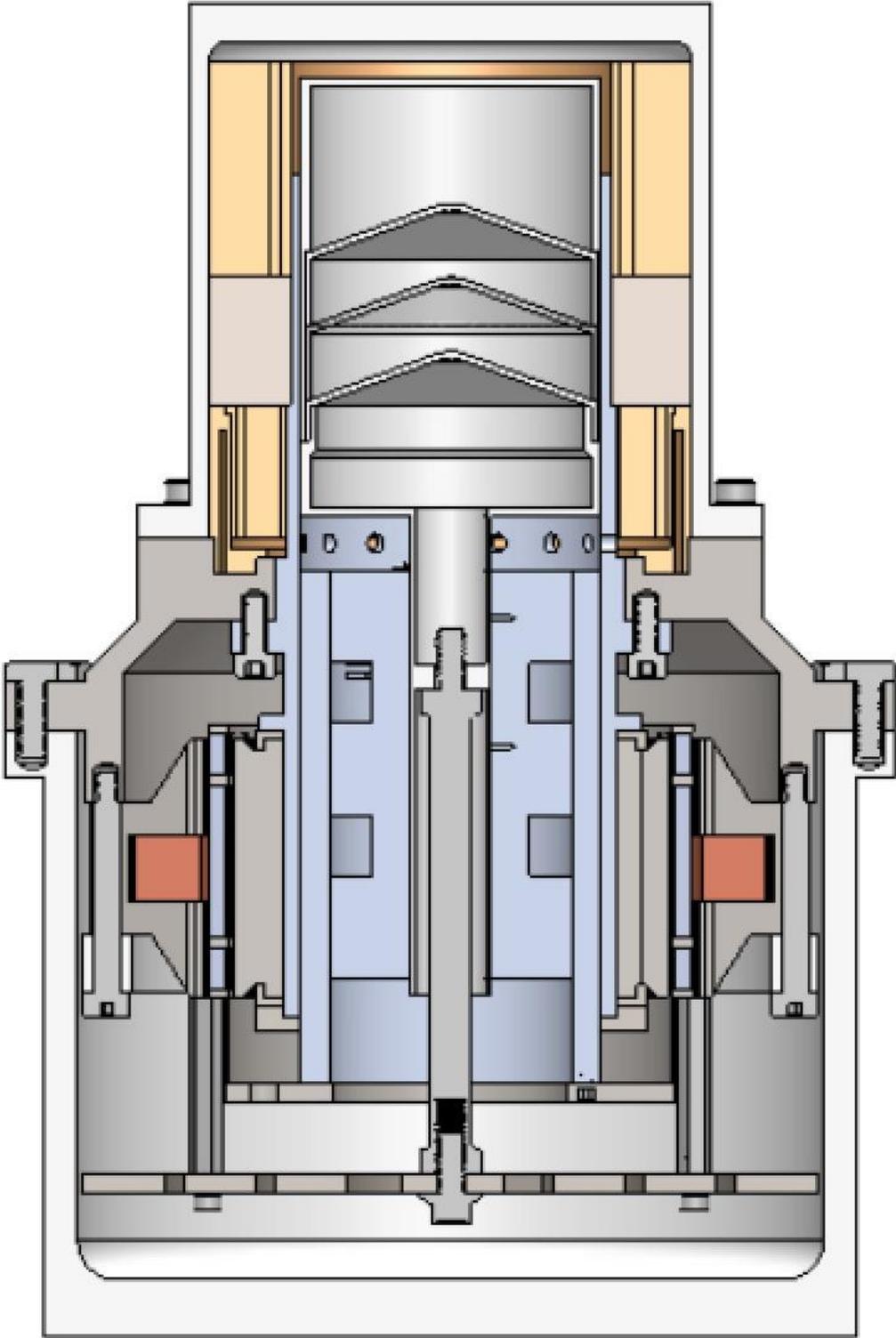


Figura 2.20 Sección longitudinal del convertidor Stirling.

CAPÍTULO 3. MODELADO DEL DISEÑO PROPUESTO

Algunas de las tareas generales presentadas a muchos ingenieros consisten en modelar sistemas físicos, simularlos para predecir su desempeño, y finalmente, comparar los resultados teóricos con los experimentales para validar el modelo desarrollado.

Estos sistemas físicos o ingenieriles son generalmente bastante grandes. Tales sistemas están usualmente compuestos de más de un tipo de proceso, por ejemplo, el motor Stirling acoplado a un alternador lineal incluye procesos termodinámico, mecánico y electromagnético. Por lo que los ingenieros deben generar las ecuaciones de movimiento para los diferentes tipos de procesos y también las ecuaciones de acoplamiento entre esos procesos. Hay muchos métodos usados para derivar las ecuaciones de movimiento [45]. En este capítulo se expone el método que ha sido empleado para modelar el motor Stirling de pistón libre.

3.1 Variables generalizadas y elementos de sistemas

En este trabajo se aprovechan las enseñanzas de *Wellstead* [46] para obtener una descripción matemática del comportamiento dinámico del motor Stirling de pistón libre. En dicha referencia se considera a los sistemas como convertidores de energía, ver Figura 3.1. Tales sistemas tienen un par de variables asociadas con la transferencia de energía. Las formas generalizadas de estas variables son las cantidades abstractas de esfuerzo y flujo (Figura 3.2). Y los elementos básicos de los sistemas están determinados por los fenómenos fundamentales de almacenamiento, generación, disipación y conversión de energía.

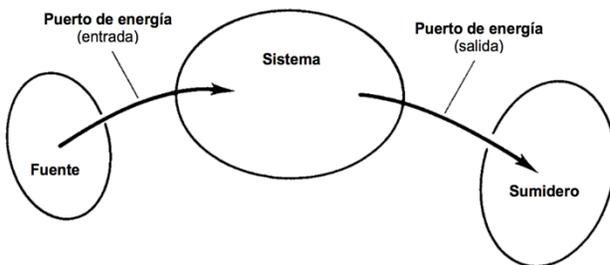


Figura 3.1 Un sistema convertidor de energía [46].

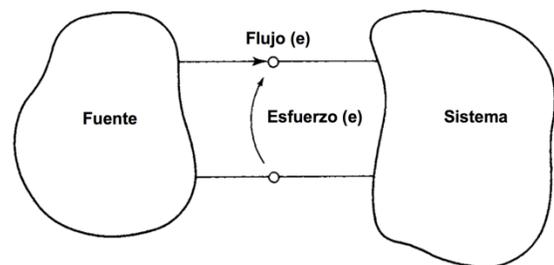


Figura 3.2 Descripción abstracta del mecanismo de transferencia de energía [46].

Para ejemplificar esta teoría general de sistemas se puede considerar un circuito eléctrico en el que la batería es la fuente de energía, el resistor es el sistema, y los cables de conexión entre estos elementos son el puerto de energía; y así, por analogía, la corriente eléctrica presente en el circuito es la variable de flujo, mientras que el voltaje es la variable de esfuerzo, Figura 3.3.

Por otra parte, para idealizar las variables generalizadas de esfuerzo y flujo se puede pensar en la disposición necesaria de los instrumentos de medición para tomar las lecturas relacionadas con dichas variables. Para el caso de la variable espacialmente extensiva o esfuerzo se requiere un dato de referencia para realizar la medición, es decir que se necesita un medidor “atravesado” (tal como un voltímetro o un manómetro) conectado entre dos terminales de diferentes vías conductoras para medir la magnitud de la variable esfuerzo; ejemplos de tales variables son voltaje, velocidad, presión,

velocidad angular y temperatura. En el caso de la variable físicamente intrínseca o flujo no se requiere un dato o punto separado, sino que el medidor “insertado” (por ejemplo, un amperímetro o un caudalímetro) se conecta entre dos terminales de la misma vía conductora.

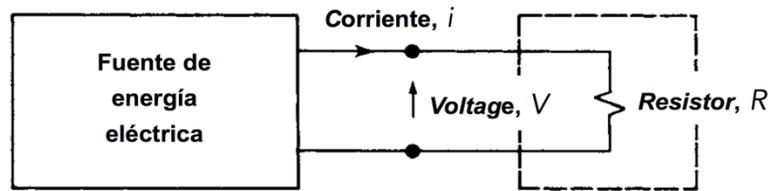


Figura 3.3 Un circuito eléctrico como ejemplo simple de transmisión de energía [46].

3.2 Modelado por interconexión de sistemas

El modelado por interconexión de sistemas nos permite estudiar tanto un sistema físico de un solo tipo por separado, como varios sistemas de diferentes tipos acoplados, esto es posible debido a que: “A pesar de las diferencias en las variables físicas usadas para caracterizar sistemas en varias disciplinas, ciertas asociaciones y similitudes fundamentales existen, y es del interés del analista buscar y explotar estas relaciones y semejanzas de tal manera que la tarea de modelar sea facilitada, y nuestro entendimiento respecto al desempeño dinámico de los sistemas físicos sea satisfactorio” [46].

En el modelado por interconexión de sistemas se aprovechan tales semejanzas y asociaciones entre los sistemas eléctricos y mecánicos para realizar una analogía que permita modelar sistemas mecánicos mediante diagramas de interconexión similares a los diagramas eléctricos y mediante restricciones semejantes a las leyes de Kirchhoff.

En este método de modelado existen dos restricciones generales, una de compatibilidad, que establece que la suma de los esfuerzos conectados en una malla es cero, y otra de continuidad, que instituye que la suma de los flujos de elementos conectados en un mismo nodo es cero:

$$\text{restricción de compatibilidad: } \sum_{k=1}^n \text{esfuerzo}_k = 0 \quad \text{y} \quad \text{restricción de continuidad: } \sum_{k=1}^n \text{flujo}_k = 0$$

Estas constricciones surgen debido al acto de interconectar elementos de sistemas: “Considere los elementos generalizados con un solo puerto de manejo de energía y sus variables de potencia esfuerzo y flujo. Hay sólo dos modos de conexión entre elementos: en serie, como se muestra en la Figura 3.4 (a) o en paralelo, como se representa en la Figura 3.4 (b). En cada caso dos conjuntos de constricciones pueden ser escritos como resultado de la interconexión. Para los elementos conectados en serie, las restricciones respectivas para esfuerzo y flujo son

$$e = e_1 + e_2 \tag{a}$$

$$f = f_1 = f_2 \tag{b}$$

Para los elementos conectados en paralelo las restricciones toman la forma dual

$$e = e_3 = e_4 \tag{c}$$

$$f = f_3 + f_4 \quad (d)$$

Estas ecuaciones básicas relacionan o constriñen las variables de esfuerzo y flujo en dos maneras fundamentales. La relación (a) sobre las variables de esfuerzo significa que el esfuerzo a través de elementos conectados en serie es la suma de los esfuerzos a través de cada elemento, por lo tanto, la condición (c) se sigue como una consecuencia directa. Las restricciones sobre las variables de flujo son traducidas como: si dos elementos están conectados en paralelo, entonces el flujo total dentro de los elementos es la suma de los flujos individuales, condición (d). La restricción (b) se sigue como consecuencia de esta condición.

Tales restricciones pueden ser determinadas en términos generales como restricciones de compatibilidad y continuidad sobre las variables de esfuerzo y flujo. La restricción de compatibilidad se ubica sobre las variables de esfuerzo y demanda que, si un conjunto de puertos de energía está conectado de manera que los puertos forman un lazo cerrado o malla, entonces la suma de todos los esfuerzos a lo largo de la malla debe ser cero (por compatibilidad de esfuerzo). La restricción complementaria reside sobre las variables de flujo y requiere que, si un conjunto de puertos de energía tiene una terminal común o nodo, entonces la suma de todos los flujos en el nodo debe ser cero (por continuidad de flujo). Estas simples, pero fundamentales relaciones son mostradas en las Figuras 3.5 y 3.6 respectivamente” [46].

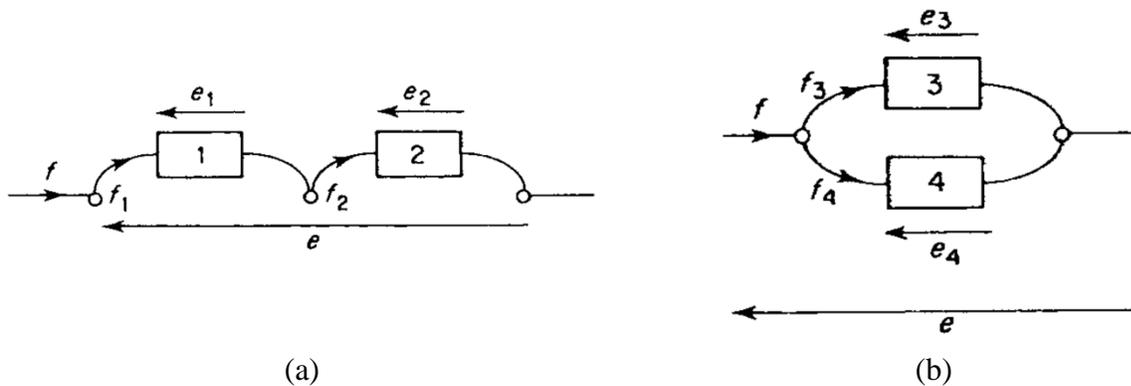


Figura 3.4 Conexión en (a) serie y (b) paralelo entre elementos de sistemas [46].

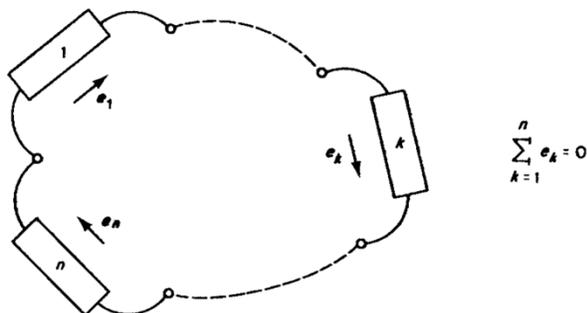


Figura 3.5 Restricción de compatibilidad sobre variables de esfuerzo [46].

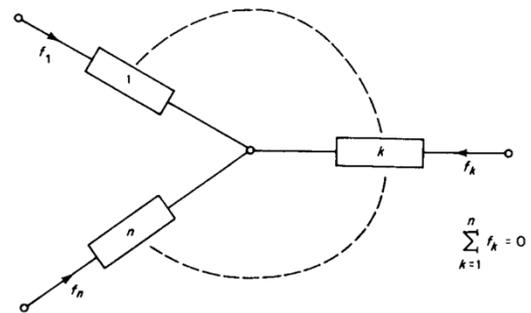


Figura 3.6 Restricción de continuidad sobre variables de flujo [46].

3.3 Desarrollo del modelo

Para modelar el motor Stirling se usó el diagrama de la Figura 3.7 y la notación expuesta en la Tabla 3.1. En esta tarea todas las fuerzas respectivas sobre el pistón y el desplazador se sumaron y las ecuaciones resultantes de movimiento fueron después generadas. Abajo se explica este desarrollo.

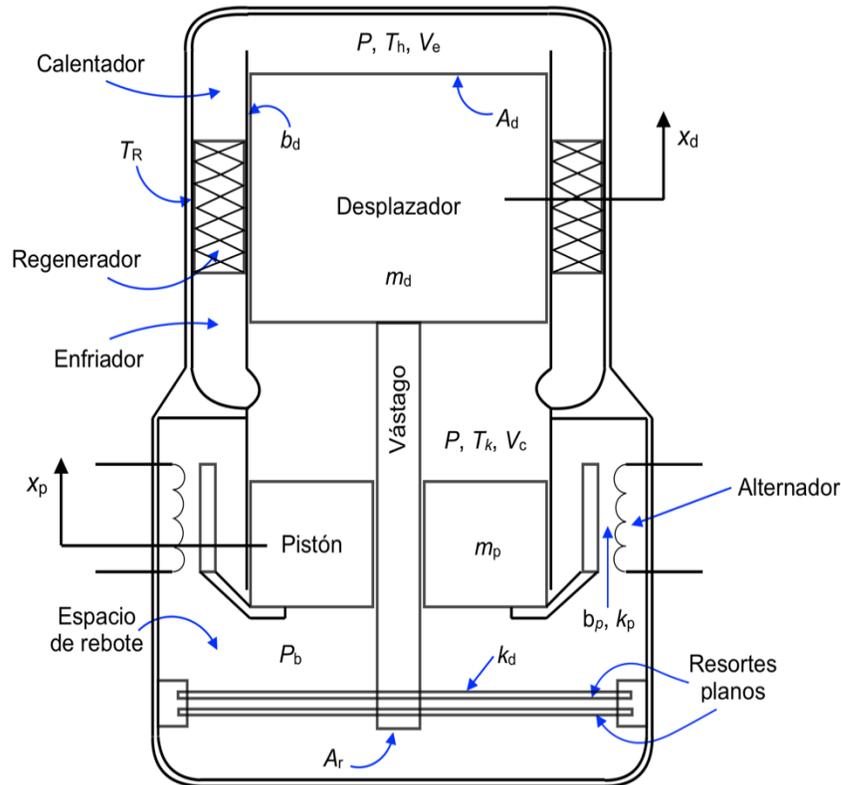


Figura 3.7 Esquema de un motor Stirling de pistón libre.

Tabla 3.1 Notación para el modelado del motor Stirling de pistón libre.

A_d	Área del desplazador	P_b	Presión en el espacio de rebote
A_p	Área del pistón	R	Constante del gas ideal
A_r	Área del vástago del desplazador	T_c	Temperatura del espacio de compresión
b_d	Constante de amortiguamiento del desplazador	T_e	Temperatura del espacio de expansión
b_p	Constante de amortiguamiento del pistón	T_h	Temperatura del calentador
F_{bd}	Fuerza de amortiguamiento del desplazador	T_k	Temperatura del enfriador
F_{bp}	Fuerza de amortiguamiento del pistón	T_R	Temperatura del regenerador
F_d	Fuerza sobre el desplazador debida a la presión	V_c	Volumen del espacio de compresión
F_{kb}	Fuerza del resorte sobre el desplazador	V_e	Volumen del espacio de expansión
F_{kp}	Fuerza del resorte sobre el pistón	V_h	Volumen del calentador
F_{md}	Fuerza de inercia del desplazador	V_k	Volumen del enfriador
F_{mp}	Fuerza de inercia del pistón	V_R	Volumen del regenerador
F_p	Fuerza sobre el pistón debida a la presión	x_d	Desplazamiento del desplazador

k_d	Constante de rigidez para el desplazador	x_p	Desplazamiento del pistón
k_p	Constante de rigidez para el pistón	\dot{x}_d	Velocidad del desplazador
m_d	Masa del desplazador	\dot{x}_p	Velocidad del pistón
m_p	Masa del pistón	\ddot{x}_d	Aceleración del desplazador
P	Presión en el espacio de trabajo	\ddot{x}_p	Aceleración del pistón

Mediante modelado por interconexión de sistemas se plantearon dos diagramas de interconexión en paralelo, uno para el desplazador (Figura 3.8) y otro para el pistón (Figura 3.9), asociando la variable de esfuerzo con la velocidad y la variable de flujo con la fuerza.

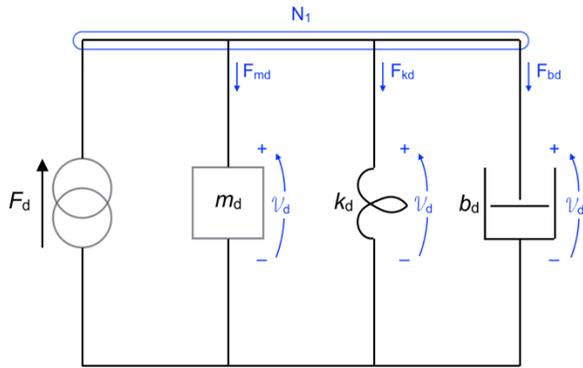


Figura 3.8 Diagrama de interconexión para el desplazador del motor Stirling.

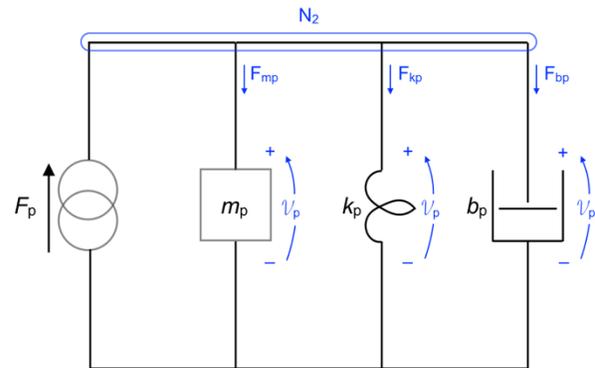


Figura 3.9 Diagrama de interconexión para el pistón del motor Stirling.

Aplicando la teoría de sistemas previa se obtienen las ecuaciones de movimiento para el desplazador y el pistón, en concreto, se aplica la restricción de continuidad, respectivamente, a los nodos N_1 (Figura 3.8) y N_2 (Figura 3.9), como sigue:

$$F_d - F_{md} - F_{kd} - F_{bd} = 0 \quad (3.1)$$

$$F_p - F_{mp} - F_{kp} - F_{bp} = 0 \quad (3.2)$$

La sustitución y arreglo de términos da las ecuaciones del sistema mecánico:

$$F_d = m_d \ddot{x}_d + b_d \dot{x}_d + k_d x_d \quad (3.3)$$

$$F_p = m_p \ddot{x}_p + b_p \dot{x}_p + k_p x_p \quad (3.4)$$

Donde por análisis de la Figura 3.7:

$$F_d = (P_b - P)A_r \quad (3.5)$$

$$F_p = (P_b - P)A_p \quad (3.6)$$

Sustituyendo (3.5) en (3.3) y (3.6) en (3.4):

$$(P_b - P)A_r = m_d \ddot{x}_d + b_d \dot{x}_d + k_d x_d \quad (3.7)$$

$$(P_b - P)A_p = m_p \ddot{x}_p + b_p \dot{x}_p + k_p x_p \quad (3.8)$$

Para resolver las ecuaciones (3.7) y (3.8) se deben determinar las presiones y los parámetros. Por lo que se aplica un análisis isotérmico dado por *Berchowitz* [47] basado en la teoría de *Schmidt* (1871) para determinar las presiones, en tanto que los parámetros serán buscados en otras fuentes. Las suposiciones de este análisis isotérmico son:

1. La presión instantánea del gas de trabajo es espacialmente constante.
2. Los espacios de trabajo son isotérmicos. Las temperaturas del gas de trabajo en los espacios de compresión y expansión son constantes y respectivamente iguales a las temperaturas del enfriador y el calentador.
3. El gas de trabajo obedece la ley de gas ideal, $PV = mRT$.
4. El motor es un sistema cerrado. No hay fuga de gas, o sea, la masa del gas de trabajo permanece constante.

Las suposiciones antes mencionadas permiten relacionar la presión del espacio de trabajo con la masa total del fluido de trabajo. La masa total del gas de trabajo (m_t) es

$$m_t = m_e + m_h + m_R + m_k + m_c \quad (3.9)$$

donde los subíndices e , h , R , k , c hacen referencia respectivamente a los espacios de expansión, del calentador, del regenerador, del enfriador y de compresión. Aplicando la ley de gas ideal a cada espacio, la ecuación (3.9) para la masa total del gas se convierte en

$$m_t = \frac{P_e V_e}{RT_e} + \frac{P_h V_h}{RT_h} + \frac{P_R V_R}{RT_R} + \frac{P_k V_k}{RT_k} + \frac{P_c V_c}{RT_c} \quad (3.10)$$

Asumiendo que la presión instantánea del gas de trabajo es espacialmente constante,

$$P \approx P_e \approx P_h \approx P_R \approx P_k \approx P_c$$

y que, por la suposición isotérmica, las temperaturas de los espacios de expansión y compresión son respectivamente las del calentador y enfriador

$$T_e = T_h \quad \text{y} \quad T_c = T_k$$

la ecuación (3.10) puede ser escrita como

$$m_t = \frac{P}{R} \left(\frac{V_e}{T_h} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_R}{T_R} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_c}{T_k} \right) \quad (3.11)$$

donde T_R es la temperatura del gas en el regenerador y puede ser calculada suponiendo una distribución lineal de temperatura a través de la longitud L_R de dicho regenerador, tal distribución se ilustra en la Figura 3.10 y se expresa como una función del desplazamiento s :

$$T_R(s) = T_k + \frac{(T_h - T_k)}{L_R} s \quad (3.12)$$

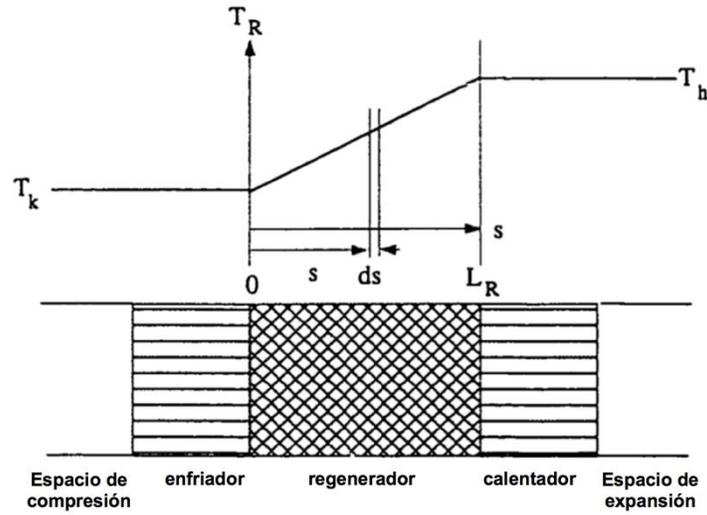


Figura 3.10 Distribución lineal de temperatura del gas en el regenerador [48].

Además, el volumen infinitesimal dV_R del gas en el regenerador se puede expresar como el producto del área constante A_R del regenerador por un elemento diferencial de desplazamiento ds , es decir:

$$dV_R = A_R ds \quad (3.13)$$

A su vez, la densidad ρ del gas se puede expresar a partir de la ley de gas ideal como

$$\rho = \frac{P}{RT_R} \quad (3.13)$$

Por otra parte, la masa del gas en el regenerador está dada por la definición de densidad:

$$m_R = \rho \int_0^{V_R} dV_R \quad (3.15)$$

Sustituyendo ahora (3.12), (3.13) y (3.14) en (3.15) se llega a la expresión

$$m_R = \frac{P}{R} \int_0^{L_R} \frac{A_R L_R}{T_k L_R + (T_h - T_k) s} ds \quad (3.16)$$

cuya solución es

$$m_R = \frac{PA_R L_R}{R(T_h - T_k)} \ln \left(\frac{T_f L_R + (T_h - T_k) L_R}{T_k L_R} \right) \quad (3.17)$$

que, simplificando y sustituyendo el volumen del regenerador $V_R = A_R L_R$ en ella, se convierte en

$$m_R = \frac{PV_R}{R(T_h - T_k)} \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right) \quad (3.18)$$

Sustituyendo la masa del regenerador, expresada con la ley de gas ideal ($m_R = PV_R/RT_R$), en la ecuación (3.18), se tiene

$$\frac{PV_R}{RT_R} = \frac{PV_R}{R(T_h - T_k)} \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right) \quad (3.19)$$

reduciendo términos se obtiene la siguiente relación para la temperatura del regenerador

$$T_R = \frac{(T_h - T_k)}{\ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)} \quad (3.20)$$

Una vez que se ha determinado la temperatura del regenerador, se pueden derivar, refiriéndose a la geometría del motor mostrada en la Figura 3.7, expresiones para los volúmenes de los espacios de expansión y compresión

$$V_e = V_{e0} - A_d x_d \quad (3.21)$$

$$V_c = V_{c0} + A_p x_d - A_p x_p \quad (3.22)$$

Donde V_{e0} y V_{c0} son los volúmenes promedio de los espacios de expansión y compresión, respectivamente. Sustituyendo las ecuaciones (3.20), (3.21) y (3.22) en la igualdad (3.11), y despejando después la presión P se llega a

$$P = \frac{m_t R}{\left(\frac{V_{e0}}{T_h} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_R \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{T_h - T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_{c0}}{T_k}\right) - \frac{A_d}{T_h} x_d - \frac{A_p}{T_k} x_p + \frac{A_p}{T_k} x_d} \quad (3.23)$$

Es posible simplificar la relación (3.23) tomando las siguientes definiciones basadas en *Ulusoy* [48]:

$$V_{mT} = \frac{V_{e0}}{T_h} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_R \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{T_h - T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_{c0}}{T_k} \quad (3.24)$$

$$a_p = \frac{A_p}{T_k} \frac{1}{V_{mT}} \quad (3.25)$$

$$a_d = \left(\frac{A_p}{T_k} - \frac{A_d}{T_h} \right) \frac{1}{V_{mT}} \quad (3.26)$$

Sustituyendo las expresiones (3.24), (3.25) y (3.26) en (3.23)

$$P = \frac{m_t R}{V_{mT}} \left(\frac{1}{1 - a_p x_p + a_d x_d} \right) \quad (3.27)$$

La masa total m_t del gas de trabajo se puede determinar a partir de la ecuación (3.27) asumiendo que la presión es igual a la presión promedio en el motor, $P = P_m$, cuando el pistón y el desplazador están en sus puntos medios, esto es, cuando $x_p = 0$ y $x_d = 0$, por lo tanto

$$m_t = \frac{P_m V_{mT}}{R} \quad (3.28)$$

Combinando ahora las ecuaciones (3.27) y (3.28) se obtiene una ecuación que expresa la presión del espacio de trabajo en función de los desplazamientos del pistón y el desplazador

$$P(x_p, x_d) = \frac{P_m}{1 - a_p x_p + a_d x_d} \quad (3.29)$$

Por otra parte, se asume que la presión en el espacio de rebote es constante, debido a que el volumen de dicho espacio es muy grande comparado con el volumen del espacio de trabajo, e igual en magnitud a la presión promedio en el motor, es decir

$$P_b \cong P_m \quad (3.30)$$

Luego, sustituyendo (3.29) y (3.30) en (3.7) y (3.8), el modelo matemático del diseño propuesto se convierte en

$$\left(1 - \frac{1}{1 - a_p x_p + a_d x_d} \right) P_m A_r = m_d \ddot{x}_d + b_d \dot{x}_d + k_d x_d \quad (3.31)$$

$$\left(1 - \frac{1}{1 - a_p x_p + a_d x_d} \right) P_m A_p = m_p \ddot{x}_p + b_p \dot{x}_p + k_p x_p \quad (3.32)$$

Como ya se mencionó, este sistema de ecuaciones diferenciales simultáneas es el modelo dinámico del motor Stirling de pistón libre. En donde el término de disipación $b_p \dot{x}_p$ de la ecuación (3.32) representa la fuerza de carga. Esta fuerza realiza trabajo, el cual puede ser transformado por el alternador en energía eléctrica. Por lo tanto, este término de disipación puede igualarse a una expresión que modele el alternador lineal, el cual, en términos usados por *Wellstead* [46], actuaría como un girador que relaciona una variable de flujo (campo magnético variable) con una variable de esfuerzo (voltaje), tal y como lo expresa la ley de inducción de Faraday.

Por otro lado, la parte de conversión de energía solar a mecánica es modelada a través de la termodinámica del sistema, es decir que los miembros izquierdos de las ecuaciones (3.31) y (3.32) modelan implícitamente dicha conversión de energía.

Continuando con el modelado, la ecuación (3.32) será modificada en el capítulo siguiente, y se encontrará después, mediante un código en Mathematica, una solución numérica para los desplazamientos del pistón y el desplazador como funciones del tiempo, en el rango 0 a 4 segundos; lo mismo se hará para las velocidades y aceleraciones, luego estas soluciones se graficarán en un intervalo de tiempo de 0 a 2,5 segundos para mostrar que se trata de soluciones oscilatorias.

Finalmente, los resultados obtenidos mediante el código en Mathematica serán comparados contra los resultados reportados en la referencia [49].

CAPÍTULO 4. RESULTADOS

En este capítulo se modifica el modelo matemático desarrollado en el capítulo anterior para ajustarlo al dado en la referencia [49]; después se pone a prueba con los valores de los parámetros dados en esa misma fuente, los cuales a su vez están basados en las pruebas experimentales realizadas a un prototipo de convertidor Stirling RE-1000 de *Sunpower*, y reportadas en el artículo [50]. Por lo que se puede decir que los resultados de la prueba aquí realizada son comparados con resultados experimentales. Se recurrió a buscar en la literatura estos valores de los parámetros debido a que por falta de recursos no se construyó un prototipo para determinar experimentalmente dichos valores. En un trabajo futuro se puede completar el modelo construyendo prototipos rápidos de los componentes individuales del convertidor asociados a cada uno de los parámetros, y determinando experimentalmente con ellos los valores de tales parámetros; por ejemplo, se podría fabricar un resorte plano como el de la sección 2.10.8 para determinar experimentalmente su constante de rigidez (coeficiente k_d del modelo). Mientras tanto, los resultados del análisis del modelo matemático hecho con datos encontrados en la literatura son expuestos abajo.

4.1 Prueba del modelo modificado

Para probar el modelo matemático alterado se generó un código en *Mathematica*, dado en el Apéndice B, que resuelve numéricamente las ecuaciones de dicho modelo modificado. Tal modificación consistió únicamente en agregar a la ecuación (3.32) del pistón un término cúbico de disipación: $b_c \chi_p^3$. El propósito de este cambio es ajustar el modelo derivado en esta tesis al modelo propuesto en el artículo [49]. Para lo cual se **dimensionalizaron** las ecuaciones de tal artículo mostradas en la Figura 4.1 (a) con el cambio de variables de la Figura 4.1 (b).

$$\begin{aligned} \chi_p'' + \varsigma_p \chi_p' + \mu \chi_p^3 + \alpha_p ((1 - \beta \chi_p + \gamma \chi_d)^{-1} - 1) + \chi_p &= 0 & x_i &= \chi_i l_p \\ \chi_d'' + \varsigma_d \chi_d' + \alpha_d ((1 - \beta \chi_p + \gamma \chi_d)^{-1} - 1) + \kappa \chi_d &= 0 & t &= \tau \sqrt{\frac{m_p}{k_p}} \end{aligned}$$

(a)
(b)

Figura 4.1 (a) Ecuaciones **adimensionalizadas** o **no-dimensionales** y (b) cambio de variables para longitud y tiempo dados en el artículo “Hopf Instabilities in Free Piston Stirling Engines” [49].

Para realizar esta dimensionalización se sustituyeron los términos τ y χ_p , dados en los cambios de variables de la Figura 4.1(b), en la ecuación correspondiente al pistón, es decir, en la ecuación superior de la Figura 4.1(a); dicha sustitución es como sigue:

$$\check{\chi}_p + \varsigma_p \check{\chi}_p + \mu \check{\chi}_p^3 + \alpha_p \left((1 - \beta \check{\chi}_p + \gamma \chi_d)^{-1} - 1 \right) + \check{\chi}_p = 0$$

↓

$$\frac{d^2 \chi_p}{d\tau^2} + \varsigma_p \frac{d\chi_p}{d\tau} + \mu \left(\frac{d\chi_p}{d\tau} \right)^3 + \alpha_p \left((1 - \beta \chi_p + \gamma \chi_d)^{-1} - 1 \right) + \chi_p = 0$$

↓

$$\frac{m_p}{l_p k_p} \frac{d^2 x_p}{dt^2} + \varsigma_p \frac{\sqrt{m_p}}{l_p \sqrt{k_p}} \frac{dx_p}{dt} + \mu \frac{m_p \sqrt{m_p}}{l_p^3 k_p \sqrt{k_p}} \left(\frac{dx_p}{dt} \right)^3 + \alpha_p \left(\left(1 - \beta \frac{x_p}{l_p} + \gamma \frac{x_d}{l_p} \right)^{-1} - 1 \right) + \frac{x_p}{l_p} = 0 \quad (4.1)$$

El mismo procedimiento se hizo para la ecuación correspondiente al desplazador, ecuación inferior de la Figura 4.1(a):

$$\ddot{\chi}_d + \varsigma_d \dot{\chi}_d + \alpha_d \left((1 - \beta \chi_p + \gamma \chi_d)^{-1} - 1 \right) + \kappa \chi_d = 0$$

↓

$$\frac{d^2 \chi_d}{d\tau^2} + \varsigma_d \frac{d\chi_d}{d\tau} + \alpha_d \left((1 - \beta \chi_p + \gamma \chi_d)^{-1} - 1 \right) + \kappa \chi_d = 0$$

↓

$$\frac{m_p}{l_p k_p} \frac{d^2 x_d}{dt^2} + \varsigma_d \frac{\sqrt{m_p}}{l_p \sqrt{k_p}} \frac{dx_d}{dt} + \alpha_d \left(\left(1 - \beta \frac{x_p}{l_p} + \gamma \frac{x_d}{l_p} \right)^{-1} - 1 \right) + \kappa \frac{x_d}{l_p} = 0 \quad (4.2)$$

Después se sustituyeron los parámetros no-dimensionales del texto [49] expuestos en la Figura 4.2 en las ecuaciones (4.1) y (4.2).

$\varsigma_p = \frac{c_p}{\sqrt{m_p k_p}}$	$\varsigma_d = \frac{m_p c_d}{m_d \sqrt{m_p k_p}}$	$\alpha_p = \frac{A_p P_m}{k_p l_p}$	$\alpha_d = \frac{m_p A_r P_m}{m_d k_p l_p}$	$\kappa = \frac{k_d m_p}{k_p m_d}$	$\beta = \frac{A_p l_p}{T_k S}$	$\gamma = \frac{(A_d - A_r) l_p}{T_k S} - \frac{A_d l_p}{T_h S}$	$\mu = \sqrt{\frac{k_p l_p^2}{m_p m_p}} c_{cubic}$
--	--	--------------------------------------	--	------------------------------------	---------------------------------	--	--

Figura 4.2 Parámetros adimensionales para un motor Stirling tipo beta dados en [49].

El resultado de esta sustitución son las igualdades (4.3) para el pistón y (4.4) para el desplazador:

$$\frac{m_p}{l_p k_p} \ddot{x}_p + \frac{c_p}{l_p k_p} \dot{x}_p + \frac{c_{cubic}}{l_p k_p} (\dot{x}_p)^3 + \frac{A_p P_m}{l_p k_p} \left(\left(1 - \frac{A_p}{T_k S} x_p + \left(\frac{A_d - A_r}{T_k S} - \frac{A_d}{T_h S} \right) x_d \right)^{-1} - 1 \right) + \frac{x_p}{l_p} = 0 \quad (4.3)$$

$$\frac{m_p}{l_p k_p} \ddot{x}_d + \frac{m_p c_d}{m_d l_p k_p} \dot{x}_d + \frac{m_p A_r P_m}{m_d l_p k_p} \left(\left(1 - \frac{A_p}{T_k S} x_p + \left(\frac{A_d - A_r}{T_k S} - \frac{A_d}{T_h S} \right) x_d \right)^{-1} - 1 \right) + \frac{k_d m_p}{k_p m_d l_p} x_d = 0 \quad (4.4)$$

Multiplicando luego la ecuación (4.3) por $l_p k_p$ y la ecuación (4.4) por $\frac{m_d l_p k_p}{m_p}$, y sustituyendo el término S por la definición (3.24) del capítulo 3, se obtiene:

$$m_p \ddot{x}_p + c_p \dot{x}_p + c_{cubic} (\dot{x}_p)^3 + A_p P_m \left(\left(1 - \frac{A_p}{T_k V_{mT}} x_p + \left(\frac{A_d - A_r}{T_k} - \frac{A_d}{T_h} \right) \frac{x_d}{V_{mT}} \right)^{-1} - 1 \right) + k_p x_p = 0 \quad (4.3)$$

$$m_d \ddot{x}_d + c_d \dot{x}_d + A_r P_m \left(\left(1 - \frac{A_p}{T_k V_{mT}} x_p + \left(\frac{A_d - A_r}{T_k} - \frac{A_d}{T_h} \right) \frac{x_d}{V_{mT}} \right)^{-1} - 1 \right) + k_d x_d = 0 \quad (4.4)$$

La sustitución de S por V_{mT} es válida debido a que representan la misma función de volúmenes y temperaturas; la única diferencia está en los símbolos usados para representarla en este texto y en el artículo [49]. Prosiguiendo, se sustituyen ahora las ecuaciones (3.25) y (3.26) en (4.3) y (4.4), y se renombran respectivamente los coeficientes c_p , c_{cubic} y c_d como b_p , b_c y b_d ; con esto se llega por fin al conjunto de ecuaciones buscado:

$$m_p \ddot{x}_p + b_p \dot{x}_p + b_c (\dot{x}_p)^3 + A_p P_m \left(\frac{1}{1 - a_p x_p + a_d x_d} - 1 \right) + k_p x_p = 0 \quad (4.5)$$

$$m_d \ddot{x}_d + b_d \dot{x}_d + A_r P_m \left(\frac{1}{1 - a_p x_p + a_d x_d} - 1 \right) + k_d x_d = 0 \quad (4.6)$$

Por último, si se compara este sistema de ecuaciones con el del capítulo 3, ecuaciones (3.31) y (3.32), se observa que la única diferencia es la adición del término $b_c (\dot{x}_p)^3$, como ya se había dicho.

4.1.1 Determinación de los valores de los parámetros

Las igualdades (4.5) y (4.6) fueron programadas en *Mathematica* (exhibido en el Apéndice B); y para ejecutarlo se tomaron los valores de los parámetros expuestos en la Tabla 4.1, obtenidos del documento [49]. Los volúmenes promedio de expansión y de compresión se tomaron respectivamente como los productos del área del desplazador por la holgura del espacio de expansión, y del área del pistón por la holgura del espacio de compresión.

Tabla 4.1 Valores de los parámetros indicados en la referencia [49].

Parámetro del motor	Valor
Presión promedio (P_m), Pa	7.1×10^6
Temperatura del calentador (T_h), K	814.3
Temperatura del enfriador (T_k), K	322.8
Volumen del enfriador (V_k), m ³	2.043×10^{-5}
Volumen del regenerador (V_R), m ³	5.637×10^{-5}
Volumen del calentador (V_h), m ³	2.733×10^{-5}
Área del vástago del desplazador (A_r), m ²	2.176×10^{-4}
Área del pistón (A_p), m ²	2.569×10^{-3}
Área del desplazador (A_d), m ²	2.569×10^{-3}

Tabla 4.1 Continuación.

Volumen promedio de expansión (V_{e0}), m^3	2.390×10^{-5}
Volumen promedio de compresión (V_{c0}), m^3	2.151×10^{-5}
Holgura del espacio de expansión (l_d), m	0.01861
Holgura del espacio de compresión (l_p), m	0.01830
Masa del pistón (m_p), kg	15
Masa del desplazador (m_d), kg	6.472
Rigidez lineal del pistón (k_p), N/m	2.00×10^6
Rigidez lineal del desplazador (k_d), N/m	2.50×10^6
Amortiguamiento del pistón (b_p), N·s/m	500
Amortiguamiento del desplazador (b_d), N·s/m	215.726
Amortiguamiento cúbico (b_c), $N \cdot s^3/m^3$	51.68
Amplitud del pistón (X), m	11.45×10^{-3}

4.2 Resultados del análisis numérico del modelo modificado

A manera de simulación, la ejecución del código resuelve numéricamente las ecuaciones (4.5) y (4.6) con condiciones iniciales nulas para el desplazamiento del desplazador, así como para las velocidades del pistón y el desplazador, y de 18.3 mm para el desplazamiento del pistón; en términos matemáticos las condiciones iniciales son: $x_d = 0$, $\dot{x}_p = 0$, $\dot{x}_d = 0$ y $x_p = 0.0183$. La gráfica de las soluciones para los desplazamientos se muestra en la Figura 4.3.

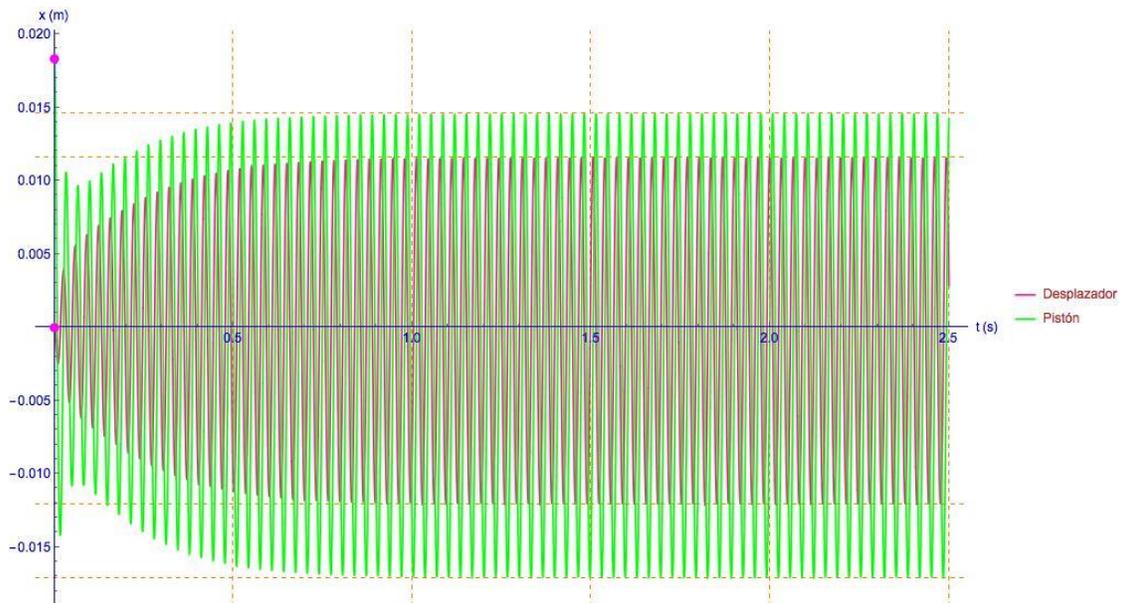


Figura 4.3 Gráfica de los desplazamientos del pistón y el desplazador; las líneas discontinuas naranjas horizontales delimitan las amplitudes, los puntos magenta indican los orígenes de las ondas.

Para mayor claridad, se muestran también en las Figuras 4.4 (a) y (b), respectivamente, una parte de la gráfica de los desplazamientos en estado transitorio y otra parte de la gráfica de los desplazamientos en estado permanente.

También mediante el código programado se determinó la frecuencia, el ángulo de fase del pistón al desplazador, la ratio de amplitudes y la potencia de salida.

Para calcular la frecuencia del motor (ω_m) se determinaron los instantes de tiempo en los que se presentan todos los valles y crestas de la onda de desplazamiento del pistón; después se calcularon todas las diferencias de tiempo sucesivas entre estos valles y entre estas crestas, respectivamente; luego se obtuvo el período de la onda del pistón T_p como la media aritmética de todas estas diferencias, excepto la primera diferencia; con el dato del período y la fórmula $\omega = 2\pi/T$ se evaluó la frecuencia de la onda del pistón. Lo mismo se hizo para la onda del desplazador, y por último se determinó la frecuencia del motor como la media aritmética de las frecuencias de ambas ondas.

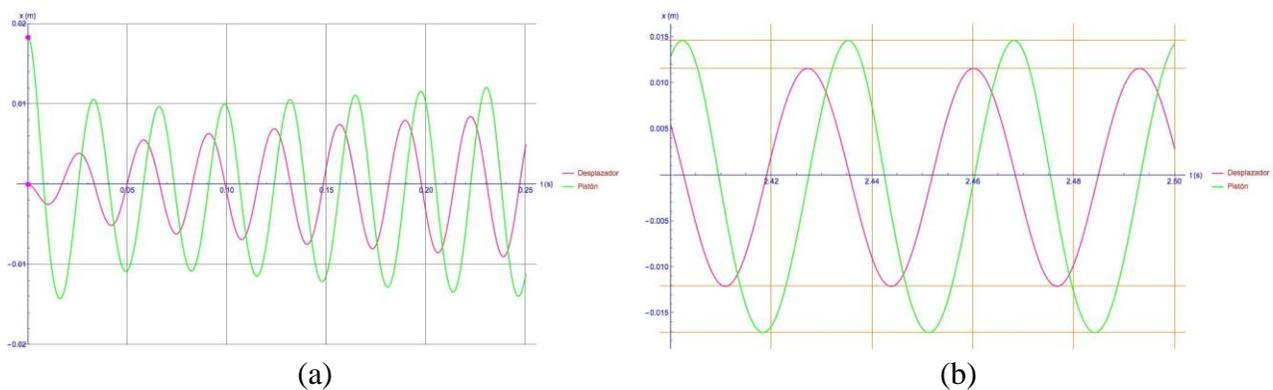


Figura 4.4 Partes de la gráfica de los desplazamientos del pistón y el desplazador que muestran (a) una sección del estado transitorio y (b) otra sección del estado permanente.

Para encontrar el ángulo de fase (ϕ) de la onda del pistón a la onda del desplazador, mostrado en la Figura 4.4, se aplicó el concepto de correlación entre vectores, en donde tales vectores están conformados respectivamente por los valores de los desplazamientos del pistón y desplazador evaluados como funciones del tiempo en un intervalo de 0 a 4 segundos y a pasos de un milisegundo; al dato arrojado por esta correlación se le aplicó la función arco-coseno para obtener el ángulo en radianes; y para terminar, se convirtió este ángulo de fase de radianes a grados.

La razón de amplitudes (r) se calculó con los vectores anteriores dividiendo la carrera del desplazador (X_d), que es la amplitud de la onda del desplazador calculada como la diferencia del valor máximo menos el valor mínimo del vector asociado al desplazador, entre la carrera del pistón (X_p), que es la amplitud de la onda del pistón calculada como la diferencia del valor máximo menos el valor mínimo del vector asociado al pistón, ver Figura 4.5.

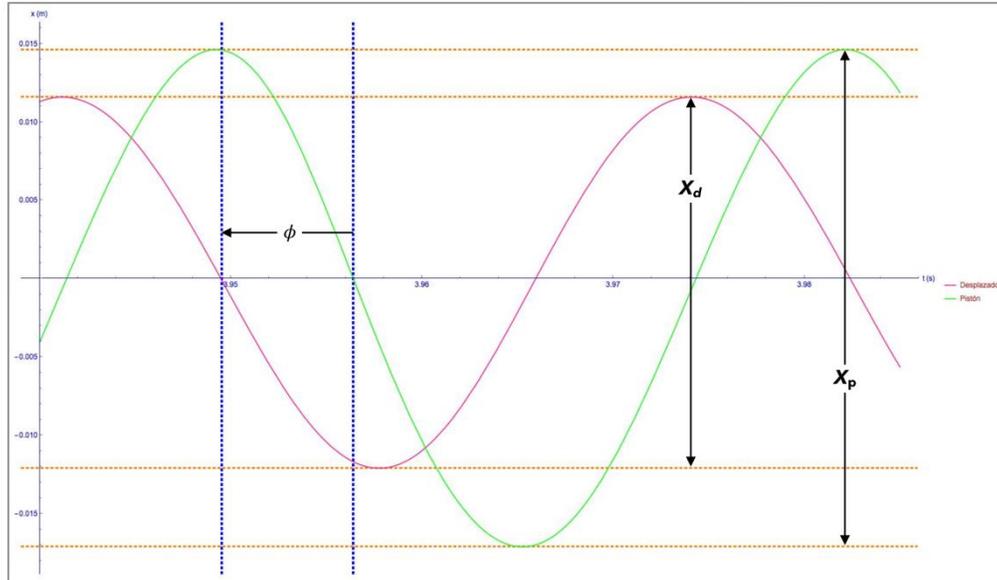


Figura 4.5 Ángulo de fase pistón a desplazador y amplitudes de onda.

La potencia de salida se determinó conforme a la referencia [49] utilizando la expresión:

$$P = \frac{1}{2} X^2 \Omega^2 c_p$$

Donde X es la amplitud del pistón dada en la Tabla 4.1, Ω es la frecuencia del motor calculada con el programa, y c_p es igual que b_p , cuyo valor está dado también en la Tabla 4.1. El resultado que arroja esta expresión para la potencia es el que se proporciona en la Tabla 4.2.

Otra opción para evaluar la potencia de salida del motor es usar la fórmula del número de Beale (nombrada así por su sugeridor William Beale) tomada de la referencia [51]:

$$\text{Potencia [kW]} = \frac{N_B \times \text{Presión promedio [Pa]} \times \text{Volumen barrido [m}^3\text{]} \times \text{Frecuencia [rad/s]}}{2 \times \pi \times 1000}$$

Donde el volumen barrido es el producto del área del pistón por su carrera, es decir, $\text{Volumen barrido} = A_p \times X_p$; el número de Beale (N_B) vale típicamente 0.15; y los factores 2 y π del denominador convierten las unidades de [rad/s] a [ciclos/s], en tanto que el factor 1000 del denominador convierte [W] a [kW]. Esta alternativa de cómputo para la potencia también se programó, obteniéndose como resultado un valor de 2.944 kW, ver Apéndice B. Nótese que este valor no se indica en la Tabla 4.2, el que sí se indica es el determinado según Choudhary —coautor del artículo [49]—.

Los resultados encontrados mediante la simulación en *Mathematica* para la frecuencia del motor, ángulo de fase, ratio o razón de amplitudes y la potencia según Choudhary, se enlistan en la Tabla 4.2 junto con los valores de esos mismos parámetros reportados en [49]; además, para facilitar la comparación, se agrega a dicha tabla una fila para los porcentajes de error calculados como sigue:

$$\text{Porcentaje de error} = \frac{|\text{valor Referencia} - \text{valor Código}|}{|\text{valor Referencia}|} \times 100$$

Tabla 4.2 Resultados obtenidos mediante programación y los reportados en [49].

	Frecuencia (ω_m), rad/s	Ángulo de fase (ϕ), grados	Ratio de amplitudes (r)	Potencia, kW
Código en <i>Mathematica</i>	190.9	-83.8	0.668	1.194
Referencia [49]	191.6	-86.6	0.615	1.200
Porcentajes de error, %	0.36	3.23	8.61	0.5

Para otro cotejo de los resultados expuestos en [49] con los encontrados en este trabajo, se muestra en la Figura 4.6 la discrepancia que hay entre los desplazamientos adimensionales del pistón y el desplazador encontrados en dichas fuentes. Esta diferencia quizá sea atribuible a las maneras distintas de expresar y resolver las ecuaciones de gobierno: con parámetros dimensionales en este trabajo y con parámetros adimensionales en [49].

Finalmente, se exponen también como resultados del análisis numérico, las velocidades y aceleraciones del pistón y el desplazador en función del tiempo, respectivamente en las Figuras 4.7 y 4.8. Se proporciona además una [animación](#) en internet hecha con el programa (Apéndice B) y basada en los resultados obtenidos para los desplazamientos.

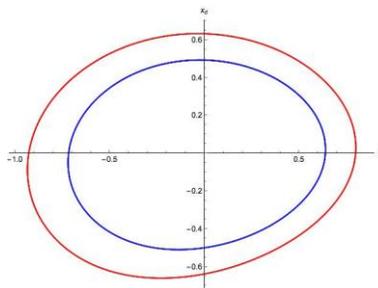


Figura 4.6 Gráfica paramétrica de los desplazamientos en estado estable del pistón y el desplazador, mostrados en azul de acuerdo a [49], y expuestos en rojo conforme a esta obra.

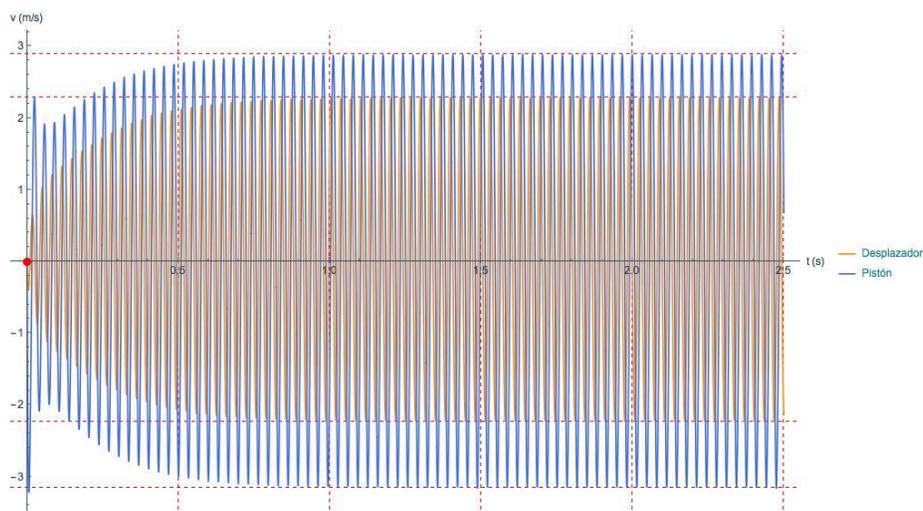


Figura 4.7 Gráfica de velocidades del pistón y el desplazador; las líneas interrumpidas rojas horizontales delimitan las amplitudes, y el punto rojo indica los orígenes de las ondas.

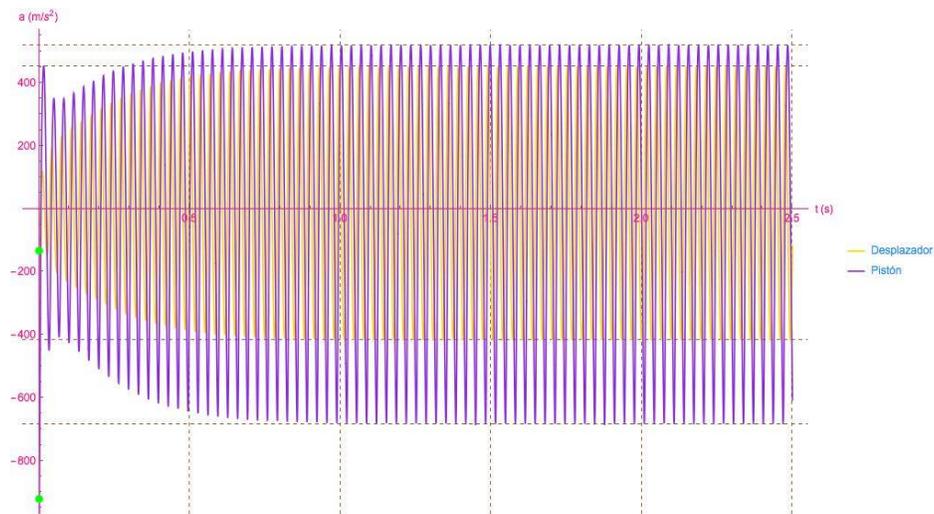


Figura 4.8 Gráfica de aceleraciones del pistón y el desplazador; las líneas intermitentes café horizontales delimitan las amplitudes, y los puntos verdes indican los comienzos de las ondas.

En las Figuras 4.3, 4.7 y 4.8 se puede apreciar, respectivamente, como los desplazamientos, velocidades y aceleraciones del pistón y el desplazador varían periódicamente con el tiempo. Estas oscilaciones se deben al tipo de entrada sinusoidal, que en este modelo es la presión instantánea expresada en función de los parámetros termodinámicas, de los cuales, los volúmenes de expansión y compresión han sido expresados a su vez en función de los desplazamientos del pistón y el desplazador, es decir, en términos de las variables de salida del modelo, por lo que estas mismas oscilan sinusoidalmente.

5. CONCLUSIONES

Las conclusiones respecto a los objetivos de este trabajo son:

5.1 Conclusión respecto al objetivo general

- Un bosquejo de convertidor Stirling ha sido propuesto, el cual, para convertirlo en un diseño definitivo requiere de las siguientes acciones: ser perfeccionado con el modelo matemático verificado u otra herramienta de modelado y simulación, como el software Sage o COMSOL Multiphysics; elaboración de prototipos enteros de convertidor Stirling o de sólo algunos de los componentes clave como el pistón y sus cojinetes de gas, el alternador lineal y el resorte plano; cotización de materiales y procesos de manufactura; y estimación del tiempo necesario para adquisición de partes y materiales, fabricación y ensamble.

5.2 Conclusiones respecto a los objetivos particulares:

- Una descripción de los adelantos tecnológicos que el Convertidor Stirling Avanzado incorpora respecto de un motor Stirling de pistón libre como el de la patente 4,036,018 fue dada. El estudio de estos adelantos permite proponer configuraciones propias e identificar las funciones que realizan: los cojinetes de gas en el pistón evitan contacto y desgaste, el alternador lineal transforma la energía mecánica en eléctrica, el resorte plano ejecuta en parte el vaivén del desplazador, y el vástago flexible reduce las fuerzas radiales que los cojinetes de gas deben superar. Con lo anterior en mente es más fácil ingeniar mejoras para estos componentes, buscar otros principios de solución o incluso inventar otros nuevos.
- Una metodología de diseño para desarrollar un convertidor Stirling ha sido propuesta. Los principales aportes de esta metodología son la determinación de las especificaciones pretendidas para el diseño mecánico de motor Stirling de pistón libre acoplado a un alternador lineal, y la selección de un principio de solución (el concepto de Convertidor Stirling Avanzado). Las especificaciones se fijaron mediante investigación de los requerimientos que un convertidor Stirling debe satisfacer, y la elección de concepto se hizo por medio de una síntesis de soluciones para cada una de las funciones que un convertidor Stirling eficaz debe realizar. El perfeccionamiento del diseño mecánico del convertidor exige, como ya se dijo, la validación del modelo o el uso de un software adecuado, de manera que uno u otro permitan modificar iterativamente los bosquejos hasta llegar a un diseño definitivo.
- Un modelo matemático para motores Stirling de pistón libre ha sido dado, pero aún se requiere validarlo como herramienta de diseño. Para la verificación del modelo se necesita primero determinar analítica o experimentalmente los valores de los parámetros involucrados, después simular la respuesta del sistema o convertidor, y luego comparar los resultados derivados de la simulación con resultados experimentales obtenidos mediante la prueba de un prototipo completo de convertidor Stirling.

-
- Un análisis numérico del modelo matemático modificado fue realizado. Se modificó el modelo para ajustarlo a uno semejante y reportado. Los valores de los parámetros ángulo de fase y ratio de amplitudes derivados del análisis numérico presentan porcentajes de error bajos respecto a los valores reportados para esos mismos parámetros; en tanto que los datos de frecuencia y potencia calculados se aproximan mejor a los respectivos valores reportados. Por lo tanto, el modelo matemático modificado y su análisis numérico por computadora dado en el Apéndice B pueden emplearse como herramientas de diseño preliminar para un convertidor Stirling, siempre y cuando los parámetros mecánicos de masa, rigidez y disipación se determinen conforme a las enseñanzas de la referencia [49].

REFERENCIAS

- [1] EFE. (2016). *La revolución industrial originó el calentamiento global*. Febrero 28, 2017, de El Universal Sitio web: <http://www.eluniversal.com.mx/articulo/ciencia-y-salud/ciencia/2016/08/22/la-revolucion-industrial-origino-el-calentamiento-global>
- [2] Lane, N. W. (2005, Septiembre). *Commercialization status of free-piston Stirling machines*. In 12th International Stirling Engine Conference, Durham, Reino Unido Septiembre.
- [3] Walker, G., & Senft, J. R. (2012). *Free Piston Stirling Engines* (Vol. 12). Springer Science & Business Media.
- [4] Beale, W. T. (1986, Abril). *Solar powered Stirling engines and their potential uses in developing countries*. Para United Nations Industrial Development Organization.
- [5] James R. Senft. (1993). *An introduction to Stirling engines*. Moriya Press.
- [6] Martini, W. R. (1978). *Stirling engine design manual*. US Department of Energy, Office of Conservation and Solar Applications, Division of Transportation Energy Conservation.
- [7] Scott, D. (1974, Junio). *New Stirling-powered zero-pollution car runs on stored heat*. Popular Science, Vol. 204, (6), pág. 67.
- [8] Scott, D. (1971, Junio). *Amazing Hot-Gas Engine Powers*. Popular Science, Vol. 198, (6), págs. 54-56.
- [9] Beremand, D. G. (1979). *Stirling engines for automobiles*.
- [10] NASA/Glenn Research Center (2009). *P-40 Opel Stirling Engine*. Marzo 2, 2017, Recuperado de <https://archive.org/details/C-1978-1685>
- [11] Thieme, L. G. (1979). *Low-power baseline test results for the GPU 3 Stirling engine*.
- [12] Beale, W. T. (1971). *U.S. Patent No. 3,552,120*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- [13] Wood, J. G., & Stanley, J. (2016). *Free-Piston Stirling Power Conversion Unit for Fission Power System, Phase II Final Report*.
- [14] Huth, J., & Collins, J. (2007, Septiembre). *Diesel Fuel-to-Electric Energy Conversion Using Compact, Portable, Stirling Engine-Based Systems*. En 13va Conferencia del Motor Stirling Internacional.
- [15] Cleanergy (2017) *Photos*. Recuperado de <http://cleanergy.com/media-library/#photo>
- [16] Twinbird (2017) Recuperado de http://fpssc.twinbird.jp/legacy/topics_1005_monodzukuri.pdf

-
- [17] Descombes, G., & Magnet, J. L. (1998). *Moteurs non conventionnels*. Ed. Techniques Ingénieur.
- [18] Walker, G. (1980). *Stirling engines*. Ed. Clarendon Press. 532 pgs.
- [19] Hirata, K. (2002) *Types of Stirling engines* Recuperado de https://www.nmri.go.jp/eng/khirata/stirling/index_e.html
- [20] Beale, W. T. (1977). *U.S. Patent No. 4,036,018*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- [21] Wong, W. A., Wood, J. G., & Wilson, K. (2008). *Advanced Stirling Convertor (ASC) – From Technology Development to Future Flight Product*.
- [22] Beale, W. T., van der Walt, N. R., & Unger, R. Z. (1996). *U.S. Patent No. 5,525,845*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- [23] Bhate, S. K., & Vitale, N. G. (1989). *U.S. Patent No. 4,827,163*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- [24] Unger, R. Z. (2001). *U.S. Patent No. 6,293,184*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- [25] Berchowitz, D. M., & Kwon, Y. R. (2013). *U.S. Patent No. 8,615,993*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- [26] Wood, J. G., Buffalino, A., Holliday, E., Penswick, B., & Gedeon, D. (2010). *Free-Piston Stirling Power Conversion Unit for Fission Surface Power, Phase I Final Report*.
- [27] Ulrich, K. T., & Eppinger, S. D. (2013). *Diseño y desarrollo de productos*. McGraw-Hill Educación.
- [28] Pahl, G., Beitz, W., Feldhusen, J., & Grote, K. H. (2007). *Engineering Design: A Systematic Approach*. Springer.
- [29] Sunpower, Inc. (2017) Recuperado de http://sunpowerinc.com/wp-content/uploads/2014/08/High_Performance_Free-Piston_Stirling_Engines.pdf
- [30] Kim, S. Y., Huth, J., & Wood, J. G. (2005). *Performance Characterization of Sunpower Free-Piston Stirling Engines*.
- [31] Hoshino, T., Yoshihara, S., Akazawa, T., & Murao, K. (2008). *Prototype of Free Piston Stirling Converter for Household Use*. *Journal of Power and Energy Systems*, 2(5), 1232-1240.
- [32] Tinker, N. (2009). *A solar Stirling renewable energy power systems for earth and space applications*.
-

-
- [33] Wood, J. G., & Lane, N. (2005, February). *Development of the Sunpower 35 We Free-Piston Stirling Convertor*. En M. S. El-Genk, & M. J. Bragg (Eds.), AIP Conference Proceedings (Vol. 746, No. 1, pp. 682-687). AIP.
- [34] Huth, J., & Collins, J. (2007, September). *Diesel Fuel-to-Electric Energy Conversion Using Compact, Portable, Stirling Engine-Based Systems*. In 13th International Stirling Engine Conference.
- [35] Schreiber, J. (2007, May). *Developmental considerations on the free-piston Stirling power convertor for use in space*. In 4th International Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit (IECEC) (p. 4015).
- [36] Jaramillo Mora, Alejandro, sustentante. (2015). *Diseño de un concentrador solar con lente de fresnel para propósitos académicos y de experimentación* (Tesis de licenciatura). UNAM.
- [37] Stine, W. B., & Diver, R. B. (1994). *A compendium of solar dish/Stirling technology*. (No. SAND93-7026). Sandia national Labs. Albuquerque New Mexico.
- [38] First Stirling (2015). Recuperado de <http://new.firststirling.de/?wpdmpro=first-stirling-kurzinfos-pdf>
- [39] Wood, J. G., Carroll, C., & Penswick, L. B. (2005, February). *Advanced 80 We Stirling Convertor Development Progress*. En M. S. El-Genk, & M. J. Bragg (Eds.), AIP Conference Proceedings (Vol. 746, No. 1, pp. 688-698). AIP.
- [40] Sunpower, Inc. (2017) Recuperado de <http://sunpowerinc.com/engineering-services/technology/linear-alt/>
- [41] Bagg, S. D. (2012). *Linear alternator technologies used for free piston Stirling engines*. Nuclear and Emerging Technologies for Space.
- [42] Wang, J., West, M., Howe, D., Zelaya-De La Parra, H., & Arshad, W. M. (2007). *Design and experimental verification of a linear permanent magnet generator for a free-piston energy converter*. IEEE Transactions on Energy Conversion, 22(2), 299-306.
- [43] Gheith, R., Aloui, F., & Nasrallah, S. B. (2012). *Study of the regenerator constituting material influence on a gamma type Stirling engine*. Journal of Mechanical Science and Technology, 26(4), 1251.
- [44] Wilson, K. B. (2005). *The Use of Sage Simulation Software in the Design and Testing of Sunpower's Pulse Tube Cryocooler*. Tesis doctoral, Universidad de Ohio.
- [45] Daniele, C. J., & Lorenzo, C. F. (1979). *Energy-state formulation of lumped volume dynamic equations with application to a simplified free piston Stirling engine*.
- [46] Wellstead, P. E. (1979). *Introduction to physical system modelling*. London: Academic Press.
-

-
- [47] Redlich, R. W., & Berchowitz, D. M. (1985). *Linear dynamics of free-piston Stirling engines*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Power and process engineering, 199(3), 203-213.
- [48] Ulusoy, N. (1994). *Dynamic analysis of free piston Stirling engines* (Doctoral dissertation, Case Western Reserve University).
- [49] Choudhary, F., & Balachandran, B. (2014). *Hopf Instabilities in Free Piston Stirling Engines*. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 9(2), 021003.
- [50] Urieli, I., & Berchowitz, D. M. (1984). *Stirling Cycle Engine Analysis*. Taylor & Francis.
- [51] Organ, A. J. (2013). *Stirling Cycle Engines: Inner Workings and Design*. John Wiley & Sons.

Apéndice A – Folletos comerciales sobre el motor Stirling

QNERGY Power Conversion Kit (PCK) 80.X



The PCK80.X series has been designed with Original Equipment Manufacturer (OEM) applications in mind.

Qnergy's PCK80.X Series generators incorporate the most powerful high-efficiency free-piston Stirling machines available on the market today. Comprising a powerful engine and its sophisticated controller, the PCK80.X brings the best out of both worlds providing superior performance and high simplicity.

Manufactured using proven automotive-style lean processes, this flexible, robust engine is built to perform and last, tested to meet our most stringent standards. Its unique, frictionless design ensures reliability and continuous operation utilizing virtually any heat source including every type of combustible gas, wood, sawdust and waste heat.

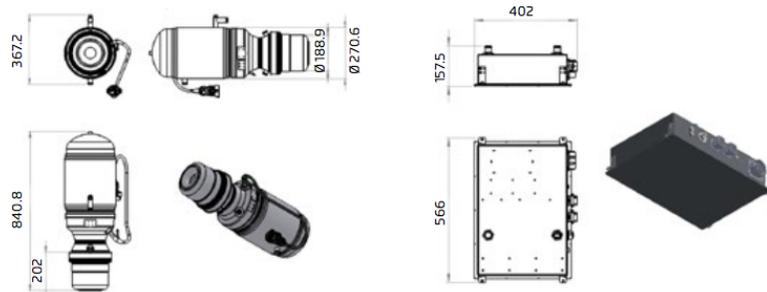
The engine's dedicated controller ensures optimal performance and provides real time monitoring and diagnostics. Our experienced development team has optimized the manufacturing of the PCK series as well as its integration into partner applications.

Using the novel technology from Qnergy, homeowners and commercial customers can generate electric power and hot water on-site — with total system efficiencies of 95%.

Features	Benefits
Runs on any heat source	Highly flexible
Quiet Operation	Meets stringent noise requirements
Highly Efficient	Saving on energy
No rubbing parts	Maintenance free
Designed for > 60,000 Hours of Continuous Power	Long uninterrupted operation
Hermetically Sealed for Zero Maintenance	Very low operational cost
Simple Design and Low Part Count	Cost-efficient Reliable
High-volume Manufacturing	Swift production ramp up



Series-Dimensions



Specification		
Max output power*	7.8 kw DC	
Efficiency*	38%	
Hydronic cooling loop	Min -20°C; Max 70°C	
Typical noise level	65 dBA	
Hydronic Pressure Loss	Flow	Pressure Drop
	20lpm [5.3 gpm]	1 kPa [0.15psi]
	30lpm [8 gpm]	2.5 kPa [0.36psi]
40lpm [10.5 gpm]	4 kPa [0.58psi]	
Max temp on the heater head	700°C	
Weight (configuration dependent)	Engine (dry): 110 kg [242 lbs] Controller (dry): 14 kg [31 lbs]	
Power supply (input)	12VDC, 40W	
MTBF	>60,000 hrs	

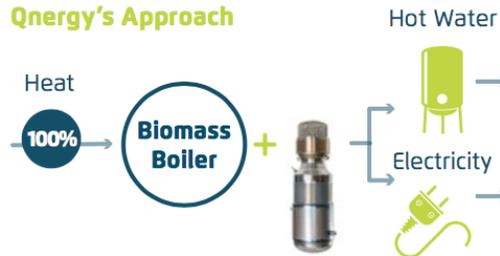
* These values are strongly dependent of heat source quality

Example of application

Standard Approach



Qnergy's Approach



Scope Of Supply

Item	Part Number	Description
PCK80.1 Power Conversion Kit	PCK0-101007-000	Stirling Engine, Engine Controller, Flow Sensor
Harness; Engine To Controller (Optional)	4520-101101-000	Assembly, Harness, Pck80.1, Primary Power, Dc Out, & Aux Ac Out
Harness; Controller to Auxiliaries (Optional)	4520-101100-000	Assembly, Harness, Pck80.1m Canbus, 24V Ps, Flow Sensor & Battery
Battery and tender (optional)		12VDC battery and charger

Qnergy is a company focused on providing energy to a world market looking for innovative, cost effective, and efficient ways to energize the future. With more than 40 years of expertise and proven reliability, Qnergy brings proprietary, high-performance Stirling engine technology to the marketplace for commercial, industrial, and residential applications.

Qnergy has the ability to bring talent and technology together with its customers, suppliers and investors to develop unique energy solutions for the 21st century. The company is headquartered in Israel with manufacturing facilities in Ogden, Utah.

How It Works

Using a highly efficient thermodynamic process, Qnergy's free-piston Stirling engine (FPSE) can create electricity from virtually any heat source. The heat input creates a temperature differential across the engine causing the helium inside the engine to expand and contract, which in turn drives the reciprocating motion of the piston. The FPSE directly converts the reciprocating motion of the piston into electrical power via the linear alternator inside the engine.

The Qnergy engine has fewer moving parts than traditional kinematic Stirling engines, and no direct-contact points that cause wear and require lubrication. Thus, the Qnergy engine is truly a maintenance-free technology that offers long-life performance; two key features that make it an ideal power source.

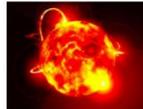
T. +972-54-470-8982 A. En-Harod Ihud, 18960 Israel
T. +1-801-752-0100 A. 300 West 12th Street, Ogden, Utah 84404 USA

www.Qnergy.com

MICROGEN'S 1KW LINEAR FREE PISTON STIRLING ENGINES



GAS ENGINE



SOLAR ENGINE



BIOMASS
ENGINES



MEC LFPSE V1Engine – Basic Specification

Main Functions

- 1kw rated power
- Efficiency at nominal conditions engine only: approx 25%
- Weight: 49kg gas engine. Solar/biomass/diesel around 60kg
- Dimensions: round 300mm x 450mm high gas engine, biomass/solar/diesel 50mm higher

Operating Conditions

- Voltage: Min 186V, Max 264V, nominal 230V
- Frequency 50Hz engine
Min 49.5hz, max 50.5hz, nominal 50hz
- Frequency 60Hz engine
Min 59.5hz, max 60.5hz, nominal 50hz
- Water flow: minimum 7L/min, nominal 15L/min. (TBC)
- Water temps: 6 to 75°C
- Ambient temps: 6°C to 70°C
- Maximum casing vibration movement: 80 microns
- The engine is certified for sale in Europe under the Machinery Directive.
- Heat output to coolant: 3+/-0.5KW nominal



Apéndice B - Análisis numérico programado en *Mathematica*

Análisis Dinámico - Motor Stirling de Pistón Libre

por David Baladrà

Parámetros

Parámetros tomados del artículo: Choudhary, F., & Balachandran B. (2014). "Hopf Instabilities in Free Piston Stirling Engines". Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 9 (2), 021003.

Table 2 Parameter values for the Broomer 90-1000, as reported in Ref. [2], and the modifications made to fit the assumption of proportional damping

Input parameter	Design value	Modification
Working fluid	Helium	
Mean pressure P_m , bar	71.1	
Hotter temperature T_h , K	322.8	
Cooler temperature T_c , K	293.15	
Cylinder volume V_c , cm ³	26.97	
Regenerator volume V_r , cm ³	21.13	
Hotter volume V_h , cm ³	17.76	
Displacer end V_d , cm ³	25.89	
Displacer end V_d , cm ³	25.89	
Displacer spring volume V_s , cm ³	37.97	
Piston heater space volume, cm ³	2016.0	
Displacer	304.0	
Cylinder open clearance L_c , mm	18.1	
κ , cm ² /kg	40.71	
Piston mass m_p , kg	6.20	15.0
Displacer mass m_d , kg	6.028	6.472
Coil spring k_s , kg	434.0	
Laminated plate spring k_{ls} , N/m	297.65	200
Laminated plate spring k_{ld} , N/m	84.097	200
Coil spring k_c , N/m	461.76	500
Displacer damping c_d , N/m	215.78	
Piston to displacer damping c_{dp} , N/m	30.16	0
Cubic damping c_{cub} , N/m ³	0	81.68
Frequency ω_n , rad/s	188.3	191.6
Piston to displacer phase angle β , deg	-45.1	-86.6
Piston amplitude, mm	11.45	
Amplitude ratio ξ	1.06	0.615
Output power, kW	1	1.2

```

k[1]= Pm = 7.1 * 10^6; (* presión promedio del motor [Pa] *)
Th = 322.8; (* temperatura del calentador [K] *)
Tc = 293.15; (* temperatura del enfriador [K] *)
Vc = 2.043 * 10^-5; (* volumen del enfriador [m^3] *)
Vr = 5.637 * 10^-5; (* volumen del regenerador [m^3] *)
Vh = 2.733 * 10^-5; (* volumen del calentador [m^3] *)
Ad = 2.176 * 10^-3; (* área del vástago del desplazador [m^2] *)
Ad = 2.569 * 10^-3; (* área del desplazador [m^2] *)
Ap = Ad; (* área del pistón [m^2] *)
Ved = Ad * 0.01861; (* volumen promedio del espacio de expansión [m^3] *)
Vcd = Ap * 0.0183; (* volumen promedio del espacio de compresión [m^3] *)
mp = 15; (* masa del pistón [kg] *)
md = 6.472; (* masa del desplazador [kg] *)
kp = 200000; (* constante de rigidez del pistón [N/m] *)
kd = 250000; (* constante del resorte plano del desplazador [N/m] *)
bp = 500; (* coeficiente de amortiguamiento del pistón [Ns/m] *)
bd = 215.726; (* coeficiente de amortiguamiento del desplazador [Ns/m] *)
bc = 51.68; (* coeficiente de amortiguamiento cúbico [Ns/m^3] *)
x = 0.01145; (* amplitud del pistón [m] *)
    
```

75%

Funciones

$$V_{int} = \frac{V_c}{T_c} + \frac{V_r}{T_c} + \frac{V_h \ln\left(\frac{T_h}{T_c}\right)}{T_c - T_c} + \frac{V_d}{T_c} + \frac{V_{ed}}{T_c} \quad (3.24)$$

$$a_p = \frac{A_p}{T_c} \frac{1}{V_{int}} \quad (3.25)$$

$$a_d = \left(\frac{A_d}{T_c} - \frac{A_d}{T_c}\right) \frac{1}{V_{int}} \quad (3.26) \quad *$$

$$V_{int} = \frac{V_c}{T_c} + \frac{V_r}{T_c} + \frac{V_h \text{Log}\left[\frac{T_h}{T_c}\right]}{T_c - T_c} + \frac{V_d}{T_c} + \frac{V_{ed}}{T_c}; \quad (* \text{definición (3.24) de la tesis o parámetro S del artículo} *)$$

$$a_p = \frac{A_p}{T_c V_{int}}; \quad (* \text{definición (3.25) de la tesis} *)$$

$$a_d = \left(\frac{A_p}{T_c} - \frac{A_d}{T_c}\right) \frac{1}{V_{int}}; \quad (* \text{definición (3.26) de la tesis} *)$$

Ecuaciones de gobierno

$$\left(1 - \frac{1}{1 - a_p x_p + a_d x_d}\right) P_m A_r = m_d \ddot{x}_d + b_d \dot{x}_d + k_d x_d \quad (3.31)$$

ecuaciones diferenciales derivadas en la tesis *

$$\left(1 - \frac{1}{1 - a_p x_p + a_d x_d}\right) P_m A_p = m_p \ddot{x}_p + b_p \dot{x}_p + k_p x_p \quad (3.32)$$

(* El sistema de ecuaciones diferenciales derivado en la tesis fue modificado para ajustarlo a las ecuaciones dadas en el artículo citado. Tal modificación consistió sólo en agregar el término de amortiguamiento cúbico: $b_c (y'(t))^3$. Así, las siguientes ecuaciones son introducidas *)

$$\text{displacer} = m_d \text{xd}''[t] + b_d \text{xd}'[t] + k_d \text{xd}[t] - \left(1 - \frac{1}{1 - a_p \text{xp}[t] + a_d \text{xd}[t]}\right) P_m A_r;$$

$$\text{piston} = m_p \text{xp}''[t] + b_p \text{xp}'[t] + b_c (\text{xp}'[t])^3 + k_p \text{xp}[t] - \left(1 - \frac{1}{1 - a_p \text{xp}[t] + a_d \text{xd}[t]}\right) P_m A_p; \quad (* \text{se asignó la variable xp para el desplazamiento del pistón} *)$$

(* si se NO-DIMENSIONALIZAN las ecuaciones de arriba tomando el cambio de variables propuesto en el artículo para longitud y tiempo, el cual es:

$$x_i = \chi_i l_p \quad \text{se obtienen ni más ni menos que las ecuaciones usadas en tal artículo:} \quad \chi_p'' + \zeta_p \chi_p' + \mu \chi_p^3 + \alpha_p ((1 - \beta \chi_p + \gamma \chi_d)^{-1} - 1) + \chi_p = 0 \quad (6)$$

$$l = \tau \sqrt{\frac{m_p}{k_p}} \quad \chi_d'' + \zeta_d \chi_d' + \alpha_d ((1 - \beta \chi_p + \gamma \chi_d)^{-1} - 1) + \kappa \chi_d = 0 \quad (7)$$

(* Para resolver las ecuaciones programadas se asignaron condiciones iniciales nulas, excepto para la posición del pistón, la cual se fijó en 18.3 milímetros; esto se hizo con el comando de abajo *)

```
eqns = {displacer == 0, piston == 0, xd[0] == 0, xp[0] == 0.0183, xd'[0] == 0, xp'[0] == 0};
```

75%

Solución para los desplazamientos

Solución analítica

W(16) (* comando para resolver analíticamente los desplazamientos del pistón y el desplazador. El resultado de esta operación no es satisfactorio, debido quizás a la complejidad de las ecuaciones *)
`DSolve[eqns, {xd[t], xp[t]}, t] // Simplify`

Out(16) DSolve[{{250000 xd[t] + $\frac{1544.96}{1 + 11.7931 \text{xd}[t] - 19.5383 \text{xp}[t]}$ + 215.726 xd'[t] + 6.472 xd''[t] = 1544.96, 18239.9 / (1 + 11.7931 xd[t] - 19.5383 xp[t]) + 200000 xp[t] + 500 xp'[t] - 51.68 xp''[t] + 15 xp'''[t] = 18239.9, xd[0] = 0, xp[0] = 0.0183, xd'[0] = 0, xp'[0] = 0}, {xd[t], xp[t]}, t]

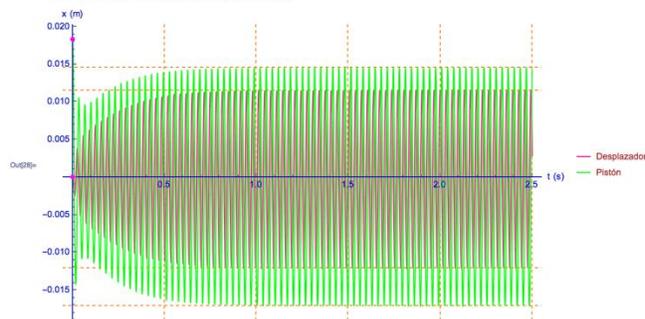
Solución numérica

W(17) (* comando para resolver numéricamente los desplazamientos del pistón y el desplazador en el intervalo de tiempo [0,4] *)
`des = NDSolve[eqns, {xd[t], xp[t]}, {t, 4}, MaxSteps -> 10^6]`

Out(17) {{xd[t] -> InterpolatingFunction[Domain: {0, 4}], Output: scalar][t], xp[t] -> InterpolatingFunction[Domain: {0, 4}], Output: scalar}[t]}

Gráfica de los desplazamientos

W(18) (* comando para graficar los desplazamientos del desplazador y el pistón en el intervalo de tiempo [0,2.5] *)
`Plot[Evaluate[{xd[t], xp[t]} /. des], {t, 0, 2.5}, PlotStyle -> {RGBColor["#FF1493"], RGBColor["#00FF00"]}, Epilog -> {PointSize[0.01], Magenta, Point[{0, 0}], Point[{0, 0.0183}]}, ImageSize -> 700, PlotLegends -> {"Desplazador", "Pistón"}, Axes -> True, AxesStyle -> RGBColor["#0000CD"], AxesLabel -> {"t (s)", "x (m)"}, LabelStyle -> Directive[RGBColor["#B22222"], Medium], PlotRange -> All, GridLines -> {{0.5, 1, 1.5, 2, 2.5}, {0.0115795938310333667, 0.014610160921384445, -0.012093145424773742, -0.017110408464723986}}, GridLinesStyle -> Directive[Orange, Dashed]]`



75%

Frecuencia, ángulo de fase, ratio de amplitudes y potencia del motor

W(19) Clear[t] (* limpia t *)
 (* comando para determinar los tiempos en los que se presentan valles y crestas en la onda de desplazamiento del pistón *)
`puntosP = Reap[des = NDSolve[eqns, WhenEvent[xp[t] == 0, Sow[t]], {xp, xp'}, {t, 0, 4}]]][2, 1];`
 (* comando para calcular las diferencias de tiempo entre valles y entre crestas sucesivos a lo largo de la onda del pistón *)
`difp = Differences[puntosP, 1, 2];`
`Mean[difp];` (* comando para calcular la media aritmética de las diferencias anteriores *)
`Tp = Mean[Rest[difp]]; (* periodo de la onda del pistón *) wp = 2 π / Tp; (* frecuencia de la onda del pistón *)`
 (* comando para determinar los tiempos en los que se presentan valles y crestas en la onda de desplazamiento del desplazador *)
`puntosD = Reap[des = NDSolve[eqns, WhenEvent[xd[t] == 0, Sow[t]], {xd, xd'}, {t, 0, 4}]]][2, 1];`
 (* comando para calcular las diferencias de tiempo entre valles y entre crestas sucesivos a lo largo de la onda del desplazador *)
`difd = Differences[puntosD, 1, 2];`
`Td = Mean[Rest[difd]]; (* periodo de la onda del desplazador *) wd = 2 π / Td; (* frecuencia de la onda del desplazador *)`
`umotor = Mean[{wp, wd}]; (* comando para calcular la frecuencia del motor *)`
`Print["FRECUENCIA DEL MOTOR = ", umotor, " rad/s"] (* comando para imprimir la frecuencia del motor *)`
 (* comandos para calcular el ángulo de fase pistón a desplazador *)
`des = NDSolve[eqns, {xd[t], xp[t]}, {t, 4}]; s1 = Table[Evaluate[{xd[t]} /. des], {t, 0, 4, 0.001}]; s2 = Table[Evaluate[{xp[t]} /. des], {t, 0, 4, 0.001}]; Flatten;`
`Correlation[s2, s1] // ArcCos`
`φ = $\frac{\text{Correlation[s2, s1] // ArcCos}}{\text{Degree}}$; Print["ÁNGULO DE FASE PISTÓN A DESPLAZADOR = ", φ, "°"] (* comando para imprimir el ángulo de fase *)`

(* comandos para calcular la ratio de amplitudes *)
`Xd = Max[s1] - Min[s1]; (* amplitud del desplazador *) Xp = Max[s2] - Min[s2]; (* amplitud del pistón *)`
`ratio = $\frac{X_d}{X_p}$; (* ratio de amplitudes *) Print["RATIO DE AMPLITUDES = $\frac{X_d}{X_p}$ = ", ratio] (* comando para imprimir la ratio *)`
 (* Para calcular la potencia del motor se usa la fórmula dada en el artículo de Choudhary

$$P = \frac{1}{2} X^2 \Omega^2 c_p$$

donde X es la amplitud del pistón, Ω es la frecuencia del motor, y c_p es igual que b_p *)

(* Comando para calcular la potencia del motor en [kW] según Choudhary *)
`OutputPower = $\frac{1}{2} X^2 \text{umotor}^2 b_p$; (* se divide entre 1000 para convertir la potencia de [W] a [kW] *)`
`Print["POTENCIA DE SALIDA (según Choudhary) = ", OutputPower, " kW"] (* comando para imprimir la potencia según Choudhary *)`

(* Otra alternativa para calcular la potencia del motor es utilizar la siguiente fórmula del número de Beale, obtenida de Organ, A.J. (2013). "Stirling Cycle Engines: Inner Workings and Design". John Wiley & Sons.

All power-producing Stirling engines of documented performance yield approximately the same value of Beale number N_b :

$$N_b = \frac{\text{shaft power [W]}}{\text{charge pressure [Pa] X swept volume [m}^3\text{] and speed [rpm/60]}} \quad \text{donde } N_b \text{ es el número dimensional de Beale con valor de 0.15 *}$$

The value is dimensionless and is typically 0.15 [-] - the 'Beale number'.

(* Comando para calcular la potencia del motor en [kW] según Beale *)
`Potencia = $\frac{0.15 P_c X_p A_p \text{umotor}}{2 \pi 1000}$; (* se divide entre 2π para convertir la frecuencia del motor de [rad/s] a [rev/s] o [ciclos/s] *)`
`Print["POTENCIA DE SALIDA (según Beale) = ", Potencia, " kW"]`
 (* comando para imprimir la potencia según Beale *)

FRECUENCIA DEL MOTOR = 190.935 rad/s

ÁNGULO DE FASE PISTÓN A DESPLAZADOR = -83.8521°

RATIO DE AMPLITUDES = $\frac{X_d}{X_p}$ = 0.668517

POTENCIA DE SALIDA (según Choudhary) = 1.19487 kW

POTENCIA DE SALIDA (según Beale) = 2.94411 kW

75%

Solución para las velocidades

Solución analítica

W(14)= (* comando para resolver analíticamente las velocidades del pistón y el desplazador *)
DSolve[eqns, {xd'[t], xp'[t]}, t] // Simplify

$$\text{Out(14)= DSolve}\left[\left\{\frac{250000 \, \text{xd}[t] + \frac{1544.96}{1 + 11.7931 \, \text{xd}[t] - 19.5383 \, \text{xp}[t]} + 215.726 \, \text{xd}'[t] - 6.472 \, \text{xd}''[t] = 1544.96,}{18239.9}, \frac{18239.9}{1 + 11.7931 \, \text{xd}[t] - 19.5383 \, \text{xp}[t]} + 200000 \, \text{xp}[t] + 500 \, \text{xp}'[t] + 51.68 \, \text{xp}''[t] + 15 \, \text{xp}'''[t] = 18239.9, \text{xd}[0] = 0, \text{xp}[0] = 0.0183, \text{xd}'[0] = 0, \text{xp}'[0] = 0\right\}, \{\text{xd}'[t], \text{xp}'[t]\}, t\right]$$

Solución numérica

(* comando para resolver numéricamente las velocidades del pistón y el desplazador *)
vel = NDSolve[eqns, {xd'[t], xp'[t]}, {t, 4}]

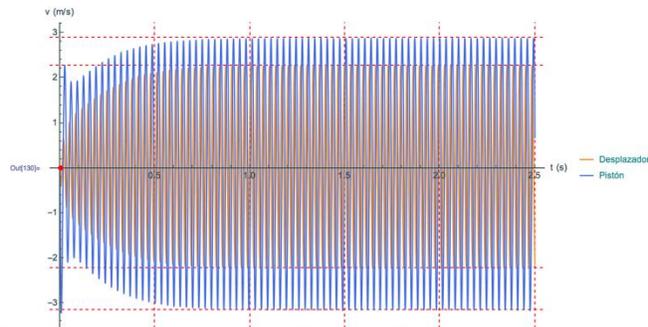
Out(15)= {{xd'[t] -> InterpolatingFunction[Domain: {{0, 4}}, Output: scalar][t], xp'[t] -> InterpolatingFunction[Domain: {{0, 4}}, Output: scalar][t]}}

Gráfica de las velocidades

W(12)= Clear[t] (* limpia t *)

(* comando para graficar las velocidades del desplazador y el pistón *)

Plot[Evaluate[{xd'[t], xp'[t]} /. vel], {t, 0, 2.5}, PlotStyle -> {RGBColor["#FF8C00"], RGBColor["#4169E1"]},
Epilog -> {PointSize[0.01], Red, Point[{0, -6.776263578034403}^-21]}, Point[{0, -2.710505431213761}^-20]}, ImageSize -> 700, PlotLegends -> {"Desplazador", "Pistón"},
Axes -> True, AxesStyle -> RGBColor["#2E8B57"], AxesLabel -> {"t (s)", "v (m/s)"}, LabelStyle -> Directive[RGBColor["#00008B"], Medium], PlotRange -> All,
GridLines -> {{0.5, 1, 1.5, 2, 2.5}, {2.2809041787619506, -2.22805353437083, 2.8871509425216755, -3.1564009913917577}},
GridLinesStyle -> Directive[Red, Dashed]]



Solución para las aceleraciones

Solución analítica

W(16)= Clear[t]
(* comando para resolver analíticamente las aceleraciones del pistón y el desplazador *)
DSolve[eqns, {xd''[t], xp''[t]}, t] // Simplify

$$\text{Out(16)= DSolve}\left[\left\{\frac{250000 \, \text{xd}[t] + \frac{1544.96}{1 + 11.7931 \, \text{xd}[t] - 19.5383 \, \text{xp}[t]} + 215.726 \, \text{xd}'[t] - 6.472 \, \text{xd}''[t] = 1544.96,}{18239.9}, \frac{18239.9}{1 + 11.7931 \, \text{xd}[t] - 19.5383 \, \text{xp}[t]} + 200000 \, \text{xp}[t] + 500 \, \text{xp}'[t] + 51.68 \, \text{xp}''[t] + 15 \, \text{xp}'''[t] = 18239.9, \text{xd}[0] = 0, \text{xp}[0] = 0.0183, \text{xd}'[0] = 0, \text{xp}'[0] = 0\right\}, \{\text{xd}''[t], \text{xp}''[t]\}, t\right]$$

Solución numérica

W(17)= acel = NDSolve[eqns, {xd''[t], xp''[t]}, {t, 4}] (* comando para resolver numéricamente las aceleraciones del pistón y el desplazador *)

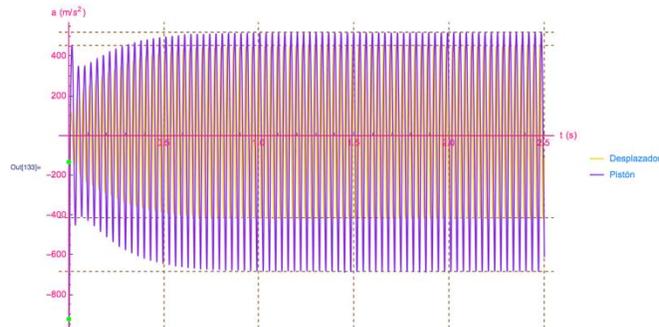
Out(17)= {{xd''[t] -> InterpolatingFunction[Domain: {{0, 4}}, Output: scalar][t], xp''[t] -> InterpolatingFunction[Domain: {{0, 4}}, Output: scalar][t]}}

Gráfica de las aceleraciones

W(13)= Clear[t] (* limpia t *)

(* comando para graficar las aceleraciones del desplazador y el pistón *)

Plot[Evaluate[{xd''[t], xp''[t]} /. acel], {t, 0, 2.5}, PlotStyle -> {RGBColor["#FFD700"], RGBColor["#8A2BE2"]},
Epilog -> {PointSize[0.01], Green, Point[{0, -132.8554343864157}], Point[{0, -920.7554883563968}], ImageSize -> 700, PlotLegends -> {"Desplazador", "Pistón"},
Axes -> True, AxesStyle -> RGBColor["#FF1493"], AxesLabel -> {"t (s)", "a (m/s^2)"}, LabelStyle -> Directive[RGBColor["#1E90FF"], Medium], PlotRange -> {570, -970},
GridLines -> {{0.5, 1, 1.5, 2, 2.5}, {519.9849177208732, -416.6898437311196, 451.718027173991, -684.38260892736}},
GridLinesStyle -> Directive[Brown, Dashed]]



Animación

```

%%(10)= Clear[t, i]; (* limpia los valores de t e i *)

Tz2[q_] := 
$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & q \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$
; (* matriz homogénea básica de coordenadas Y *)

Tz3[q_] := 
$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & q \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$
; (* matriz homogénea básica de coordenadas Z *)

T3D[R_] := {R[[1, 4]], R[[2, 4]], R[[3, 4]]}; (* transformación de matrices 4x4 a 3x3 *)

(* comando para asignar las posiciones del pistón y desplazador con respecto al tiempo *)
Do[t = i/5000; yy20[i] = Evaluate[xp[t]/.des]; yy20[i] = Evaluate[xd[t]/.des], {i, 0, 20000}]

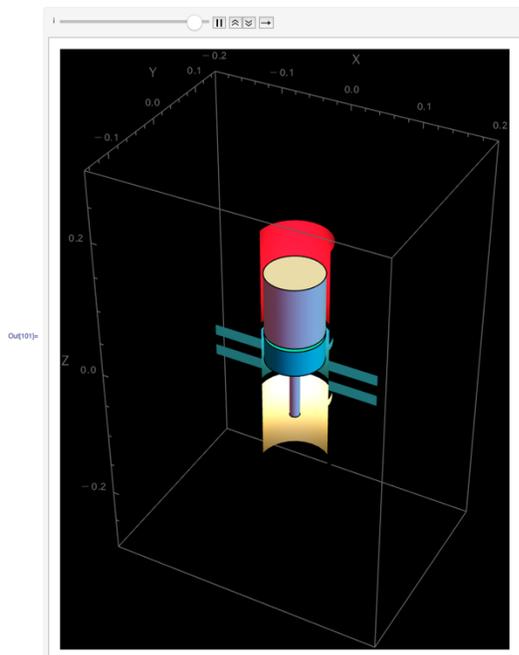
(* representación del motor *)
GG = ParametricPlot3D[{0.05 * Cos[ $\phi$ ], 0.05 * Sin[ $\phi$ ],  $\psi$ }, { $\phi$ , 0,  $\pi$ }, { $\psi$ , 0.04, 0.18}, Lighting -> {"Point", RGBColor["mDC143C"], {0, 0, 0.1}}, Mesh -> None];
MM = ParametricPlot3D[{0.05 * Cos[ $\lambda$ ], 0.05 * Sin[ $\lambda$ ],  $\mu$ }, { $\lambda$ , 0,  $\pi$ }, { $\mu$ , -0.05, 0.03}, Lighting -> {"Point", RGBColor["m1B90FF"], {0, 0, 0}}, Mesh -> None];
YY = ParametricPlot3D[{ $\xi$ , 0,  $\eta$ }, { $\xi$ , 0.05, 0.12}, { $\eta$ , -0.002, 0.014}, Lighting -> {"Point", RGBColor["m1B90FF"], {0, -1, 1}}, Mesh -> None];
RR = ParametricPlot3D[{ $\xi$ , 0,  $\eta$ }, { $\xi$ , 0.05, 0.12}, { $\eta$ , -0.018, -0.034}, Lighting -> {"Point", RGBColor["m1B90FF"], {0, -1, 1}}, Mesh -> None];
XY = ParametricPlot3D[{ $\xi$ , 0,  $\eta$ }, { $\xi$ , -0.05, -0.12}, { $\eta$ , -0.002, 0.014}, Lighting -> {"Point", RGBColor["m1B90FF"], {0, -1, 1}}, Mesh -> None];
XR = ParametricPlot3D[{ $\xi$ , 0,  $\eta$ }, { $\xi$ , -0.05, -0.12}, { $\eta$ , -0.018, -0.034}, Lighting -> {"Point", RGBColor["m1B90FF"], {0, -1, 1}}, Mesh -> None];
NN = ParametricPlot3D[{0.05 * Cos[ $\theta$ ], 0.05 * Sin[ $\theta$ ],  $\alpha$ }, { $\theta$ , 0,  $\pi$ }, { $\alpha$ , -0.18, -0.06}, Lighting -> {"Point", RGBColor["mF0F0FF"], {0, 0, -0.1}}, Mesh -> None];

(* comando para la animación *)
Animate[
  Caro = {0, 0, 0};
  T01 = Tz3[yy20[i]]; (* el pistón se mueve como una junta cilíndrica *)
  T02 = Tz3[yy20[i]]; (* el desplazador se mueve como una junta cilíndrica *)
  {----- Pistón -----*}
  B1 = T3D[T01.Tz3[-0.0127]];
  B2 = T3D[T01.Tz3[0.0254]];
  {----- Desplazador -----*}
  C1 = T3D[T02.Tz3[0.0475]];
  C2 = T3D[T02.Tz3[0.1364]];
  {----- Barra del Desplazador -----*}
  C3 = T3D[T02.Tz3[-0.0889]];
  {----- ejes -----*}
  grosor1 = 0.007;
  grosor2 = 0.03;
  grosor3 = 0.04;
  {----- geometría del pistón, desplazador y su vástago -----*}
  Piston = Cylinder[B1, B2], grosor3];
  Displacer = Cylinder[C1, C2], grosor2];
  DisplacerRod = Cylinder[C3, C1], grosor1];
  {----- representaciones del pistón, desplazador y su vástago -----*}
  Piston = Graphics3D[RGBColor["m00FFFF"], Piston];
  Desplazador = Graphics3D[RGBColor["m50FFFF"], Displacer];
  BarraDesplazador = Graphics3D[RGBColor["m50FFFF"], DisplacerRod];

  {----- visualización -----*}
  Show[Piston, Desplazador, BarraDesplazador, GG, MM, NN, YY, RR, XR, XY,
  Axes -> True, AxesLabel -> {"X", "Y", "Z"},
  BaseStyle -> {18, FontFamily -> "Arial", FontWeight -> "Normal"},
  ImageSize -> 600, PlotRange -> {{-0.2, 0.2}, {-0.15, 0.15}, {-0.3, 0.3}}, Background -> Black],
  {i, 0, 20000, 80}, AnimationRunning -> False]
]
(* Fin *)

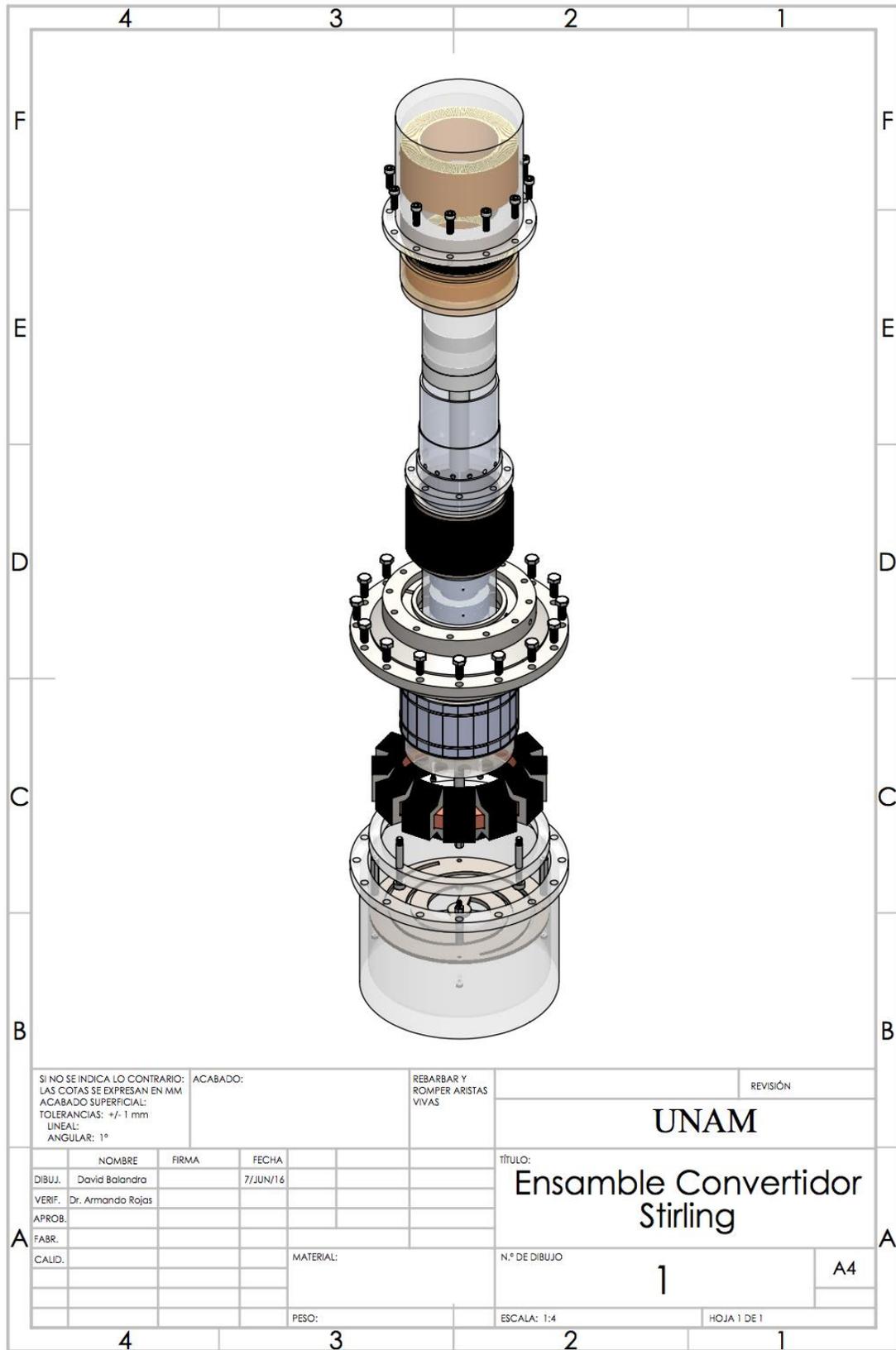
```

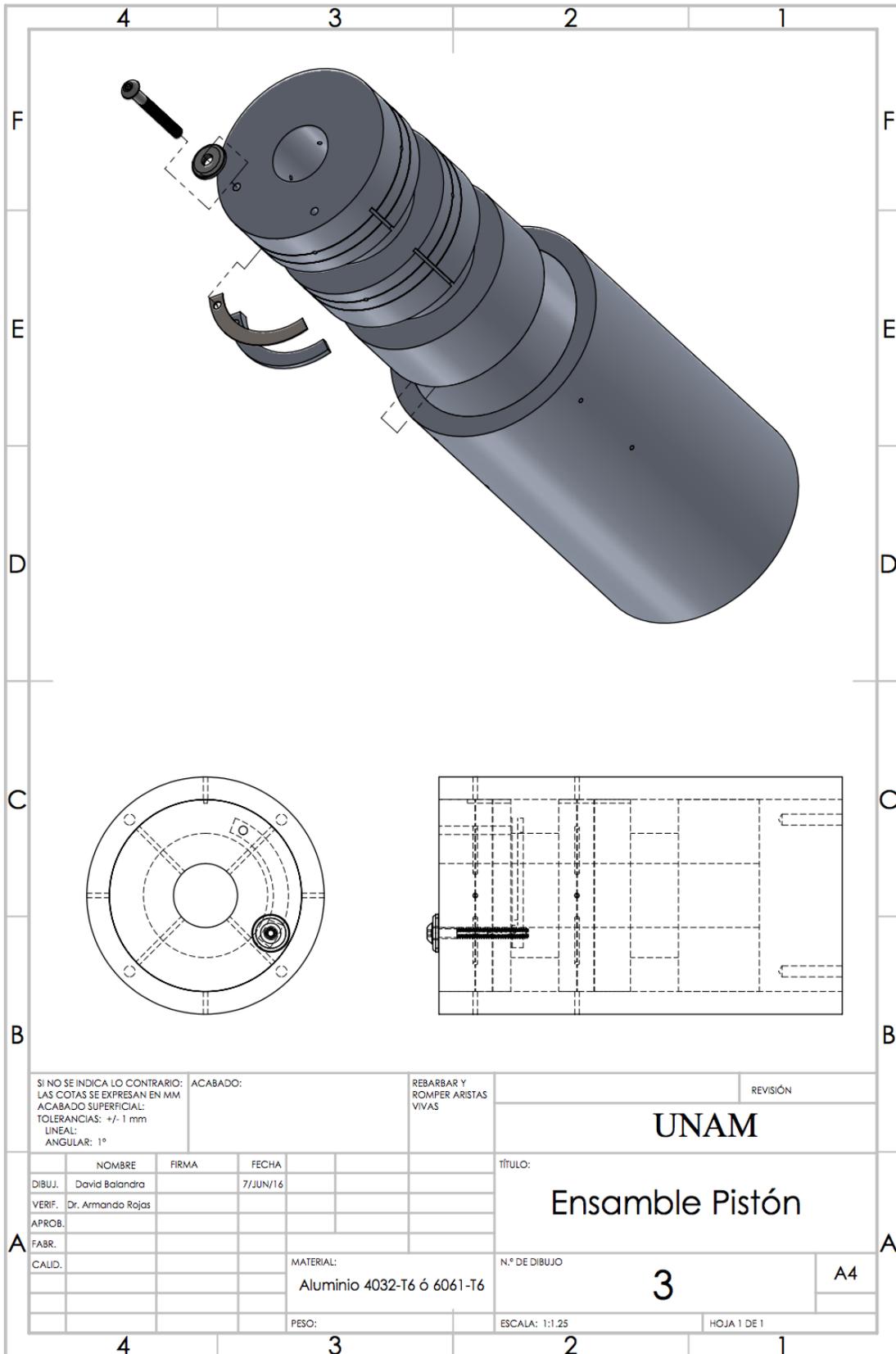
75%

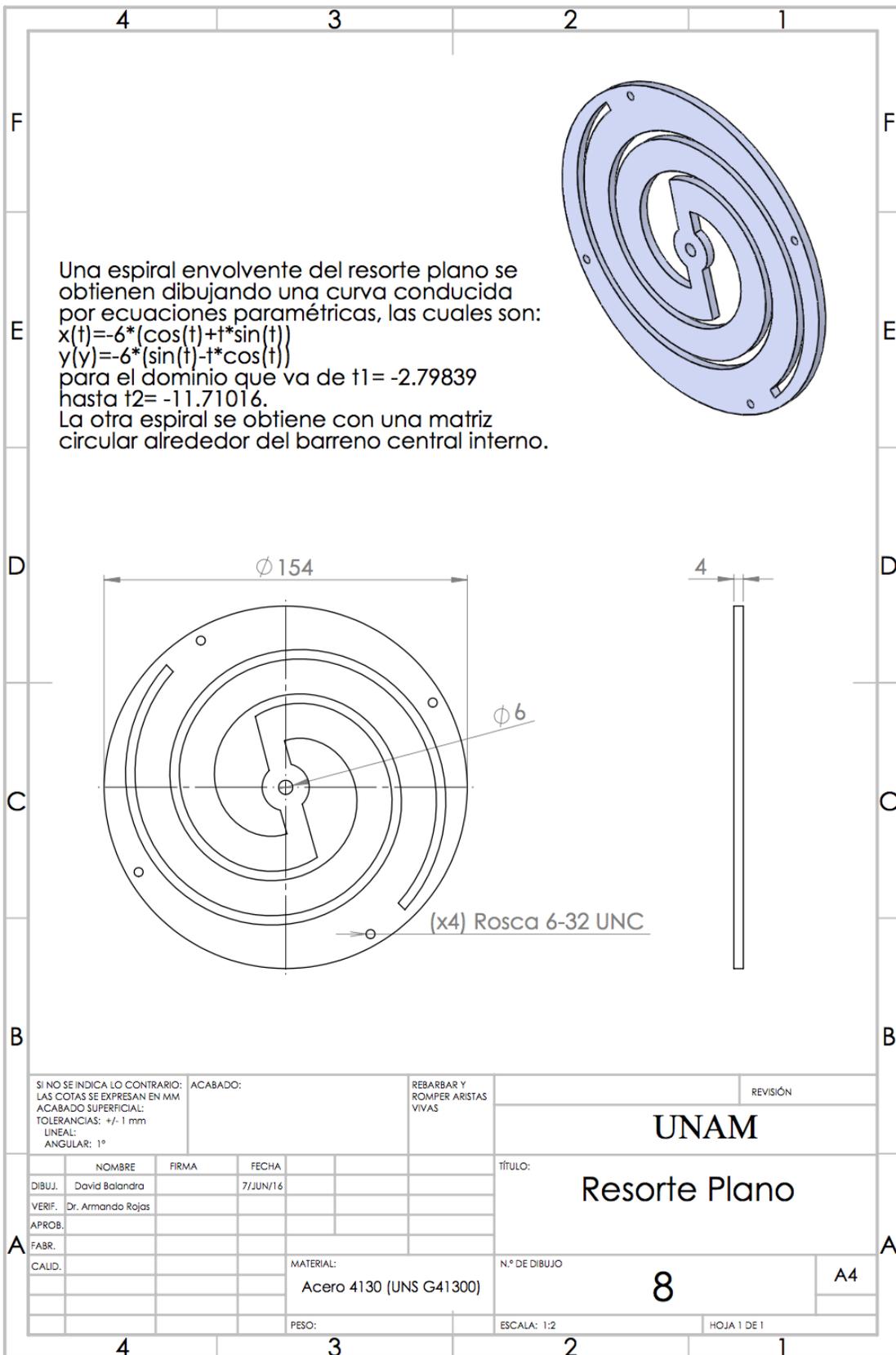


75%

Apéndice C – Planos preliminares

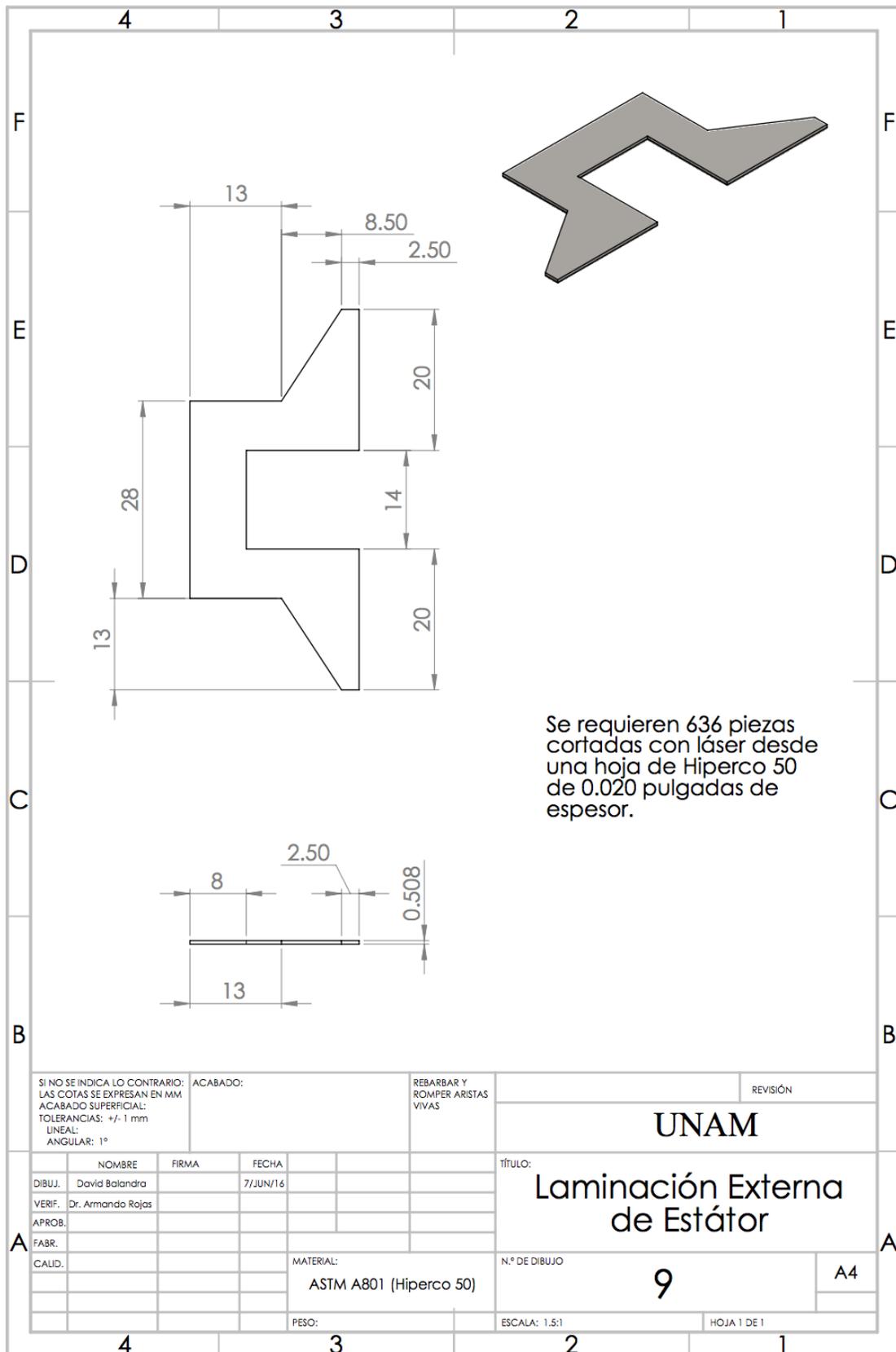






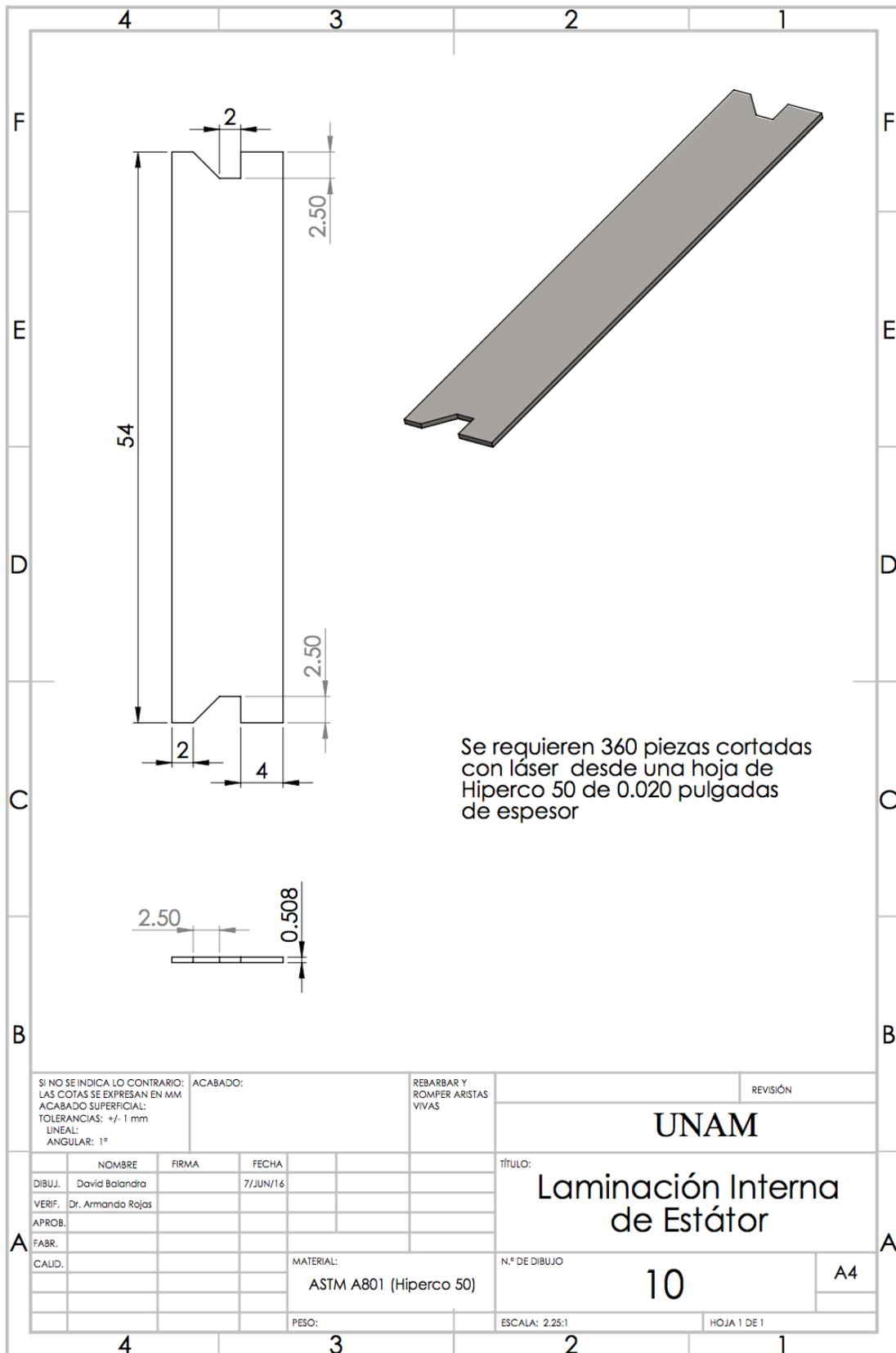
Una espiral envolvente del resorte plano se obtienen dibujando una curva conducida por ecuaciones paramétricas, las cuales son:
 $x(t) = -6 * (\cos(t) + t * \sin(t))$
 $y(t) = -6 * (\sin(t) - t * \cos(t))$
 para el dominio que va de $t_1 = -2.79839$ hasta $t_2 = -11.71016$.
 La otra espiral se obtiene con una matriz circular alrededor del barreno central interno.

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: +/- 1 mm LINEAL: ANGULAR: 1°		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	REVISIÓN
UNAM				
Resorte Plano				
NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:	
DAVID BALANDRA		7/JUN/16	8	
VERIF. DR. ARMANDO ROJAS			A4	
APROB.			N.º DE DIBUJO	
FABR.			8	
CAUID.			A4	
MATERIAL:		N.º DE DIBUJO		
Acero 4130 (UNS G41300)		8		
PESO:		ESCALA: 1:2		
		HOJA 1 DE 1		



Se requieren 636 piezas cortadas con láser desde una hoja de Hiperco 50 de 0.020 pulgadas de espesor.

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: +/- 1 mm LINEAL: ANGULAR: 1°		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	REVISIÓN
UNAM				
TÍTULO: Laminación Externa de Estátor				
NOMBRE	FIRMA	FECHA	MATERIAL:	N.º DE DIBUJO
DIBUJ. David Balandra		7/JUN/16	ASTM A801 (Hiperco 50)	9
VERIF. Dr. Armando Rojas			PESO:	ESCALA: 1.5:1
APROB.				HOJA 1 DE 1
FABR.				
CAUID.				



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: +/- 1 mm LINEAL: ANGULAR: 1°		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	REVISIÓN
				UNAM
DIBUJ. David Balandra				TÍTULO: Laminación Interna de Estátor
VERIF. Dr. Armando Rojas				
APROB.				
FABR.				
CALID.				
MATERIAL: ASTM A801 (Hiperco 50)			N.º DE DIBUJO 10	A4
PESO:			ESCALA: 2.25:1	HOJA 1 DE 1