



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO Y FABRICACIÓN A ESCALA DE UN MOTOR STIRLING
ACCIONADO POR ENERGÍA SOLAR**

AGREDA VICTOR
MARASCA TONY



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO Y FABRICACIÓN A ESCALA DE UN MOTOR STIRLING
ACCIONADO POR ENERGÍA SOLAR**

**TRABAJO ESPECIAL DE GRADO PRESENTADO ANTE LA ILUSTRE
UNIVERSIDAD DE CARABOBO PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

AGREDA VICTOR
MARASCA TONY

Bárbula, Mayo de 2013



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado para evaluar el Trabajo Especial de grado titulado “*Diseño y fabricación a escala de un motor Stirling accionado por energía solar*” realizado por los bachilleres: **Agreda Victor** y **Marasca Tony**, cédulas de identidad: **19.108.040** y **19.608.664** respectivamente, hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho trabajo.

Prof. Premnath Bhaskaran

Tutor

Prof. Nelson Vilchez

Jurado

Prof. Gruber Caraballo

Jurado

Bárbula, Mayo de 2013

Dedicatoria

A mis padres y hermanas

A Nelma

A mis maestros y profesores

A mis familiares y amigos

Por su querer, por su saber y por su afecto.

Victor Arturo Agreda Andrade

A mi madre

Por haberme apoyado en todo momento, por sus consejos, sus valores, por la motivación constante que me ha permitido ser una persona de bien, pero más que nada, por su amor.

A mi padre

Por los ejemplos de perseverancia y constancia que lo caracterizan y que me ha infundado siempre, por el valor mostrado para salir adelante y por su amor.

A Yetzabel

Por darme fuerzas para continuar, por apoyarme y por su amor.

Tony Javier Marasca Flores

Agradecimientos

Al Profesor Premnath Bhaskaran, nuestro tutor, por la orientación, el seguimiento y la supervisión continúa, pero sobre todo por la motivación y el apoyo recibido a lo largo del desarrollo de este proyecto.

Al ingeniero Juan José Raniolo por la ayuda intelectual y los materiales brindados para el desarrollo del proyecto.

Al técnico Néstor Díaz por la gran ayuda brindada en la fabricación de distintos componentes del motor.

A Industrias Diana, en especial al Ingeniero Ángel Moreno y al técnico Robert Gallardo por su inestimable colaboración en el mecanizado de diversas piezas.

A los profesores de la Facultad de Ingeniería y de manera especial al profesor Victor Carrera por su valioso aporte.

Al taller de Tecno-Estructuras por permitir la utilización de distintas herramientas y máquinas para el ensamblaje y prueba del prototipo.

A nuestros Padres, quienes con su apoyo emocional, intelectual y económico, han hecho posible la realización de esta tesis y que por ende se constituye en un triunfo para ellos y el nuestro propio.

Finalmente, nuestros más sinceros reconocimientos a todas las personas que de una u otra forma contribuyeron a la realización de este trabajo.

Muchas Gracias...

Resumen

Este trabajo especial de grado realizado para optar al título de ingeniero mecánico, consiste en el diseño y construcción de un motor Stirling tipo alfa accionado por energía solar. Luego de realizar una investigación exhaustiva sobre trabajos preliminares en este tema, se hizo un estudio termodinámico típico para motores alfa sinusoidales, obteniendo una potencia de salida de 20 W, una velocidad de giro de 1800 rpm, eficiencia de 7%, diferencia de temperatura de 338 °C, volumen neto de barrido de 50 cc, fluido de trabajo aire y presiones a cada instante del ciclo. A partir de éstas se analizó cinemática y dinámicamente, se balanceó el conjunto cigüeñal, se dimensionó el volante de inercia y demás componentes hasta completar el estudio mecánico del motor. La resistividad de las piezas más críticas fue evaluada por medio de un software de análisis de elementos finitos. Se fabricaron todas las piezas en los materiales correspondientes y se ensamblaron para obtener finalmente el prototipo, el cual fue evaluado y no mantuvo un movimiento constante en el eje cigüeñal, el motivo principal es que no se logró en la construcción el ajuste adecuado entre los anillos del pistón y el cilindro, por lo que se recomienda la construcción del cilindro de alta temperatura en fundición gris la cual es auto lubricante y asegura un menor coeficiente de fricción.

Nomenclatura

Símbolos

A_m	Área de matriz	mm^2
A_p	Área de pistón	mm^2
A_r	Área transversal del regenerador	mm^2
A_s	Área sección transversal	mm^2
A_w	Área de pared	mm^2
A_{wg}	Área húmeda	mm^2
C_1	Carga radial de diseño	N
C_f	Coeficiente de fricción	
C_o	Carga estática de rodamiento	kN
C_p	Calor específico a presión constante	$\frac{J}{kg\ K}$
C_v	Calor específico a volumen constante	$\frac{J}{kg\ K}$
F_i	Fuerza inercial	N
F_r	Fuerza de Roce	N
F_r	Fuerza de roce	N
F_s	Fuerza de sacudimiento	N
I_G	Inercia de biela en el punto G	$g\ mm^2$
$I_{eje\ h}$	Inercia de eje cigüeñal del lado caliente	$g\ mm^2$
$I_{eje\ k}$	Inercia de eje cigüeñal del lado frío	$g\ mm^2$
I_f	Inercia del volante	$g\ mm^2$
I_s	Momento de inercia másico	$g\ mm^2$
K_f	Factor concentración de esfuerzo en masa ajustada a presión	
L_r	Longitud del regenerador	m
N_1	Vida útil de diseño de rodamiento	
N_s	Factor de seguridad	
O_2	Origen del sistema de coordenadas	
P_{ap}	Presión de apriete	MPa
P_{ap}	Presión por apriete	Pa
R_a	Vector posición al punto A	mm
S_y	Resistencia a la fluencia	MPa
T_w	Temperatura de pared	K
T_w	Temperatura de pared	K
V_{clc}	Volumen muerto del espacio frío	mm^3
V_{cle}	Volumen muerto del espacio caliente	mm^3
V_{swc}	Volumen de barrido del pistón de baja temperatura	mm^3
V_{swe}	Volumen de barrido del pistón de alta temperatura	mm^3
V_v	Volumen vacío del intercambiador de calor	mm^3
W_c	Trabajo de compresión	W

W_e	Trabajo de expansión	W
W_{net}	Trabajo neto del ciclo	W
d_{mi}	Diámetro interno de matriz	mm
d_w	Diámetro de alambre del regenerador	mm
f_{re}	Coefficiente de fricción de Reynolds	
j_{max}	Juego máximo	μm
j_{min}	Juego mínimo	μm
k_f	Coefficiente de fluctuación	
k_{fl}	Coefficiente de fluctuación	
l_a	Distancia del CG de la biela al punto A	mm
l_{ap}	Longitud de apriete	mm
l_b	Distancia del CG de la biela al punto B	mm
l_p	Distancia del CG de la biela al centro de percusión P	mm
$\dot{m}$	Flujo de masa	$\frac{kg}{s}$
m_{equi}	Masa equivalente para balanceo del cigüeñal	g
p_{max}	Presión máxima	Pa
p_{mean}	Presión promedio del ciclo	Pa
p_{min}	Presión mínima	Pa
r_2	Radio de aletas	mm
r_G	Distancia del CG de la manivela al punto O_2	mm
r_{ec}	Radio exterior del cigüeñal	mm
r_{ec}	Radio exterior del cigüeñal	mm
r_{equi}	Radio equivalente para balanceo del cigüeñal	mm
r_{ip}	Radio interno del pasador	mm
r_{ip}	Radio interno del pasador	mm
r_n	Radio nominal de apriete	mm
r_n	Radio nominal del apriete	mm
μ_{ap}	Coefficiente de fricción entre cigüeñal y eje	
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección	$\frac{W}{m^2 K}$
h	Entalpía	$\frac{kJ}{kg}$
A	Área	mm^2
Atm	Apriete teórico medio	μm
C	Carga dinámica de rodamiento	kN
E	Energía	J
E	Módulo de Young	$\frac{N}{m^2}$
F	Fuerza	N
Fl	Fluctuación	
G	Centro de gravedad	
H	Longitud de cilindro	mm
I	Inercia	$g mm^2$
L	Longitud de aleta	m
M	Masa total	kg
M	Momento	$N m$
N	Factor de seguridad	
N	Número de tubos; Número de aletas	
NTU	Número de unidades de transferencia	
Nu	Número de Nusselt	

<i>P</i>	Centro de percusión	
<i>Pr</i>	Número de Prandtl	
<i>Q</i>	Calor	$\frac{W}{kg\ K}$
<i>R</i>	Constante universal de los gases ideales	
<i>Re</i>	Número de Reynolds	
<i>St</i>	Número de Stanton	
<i>T</i>	Temperatura	K
<i>T</i>	Torque	J
<i>V</i>	Volumen	m^3
<i>W</i>	Trabajo	$\frac{W}{mm}$
<i>a</i>	Aceleración	$\frac{m}{s^2}$
<i>c</i>	Distancia del eje neutro a fibra externa	mm
<i>d</i>	Diámetro	mm
<i>fr</i>	Frecuencia	Hz
<i>k</i>	Conductividad térmica	$\frac{W}{m\ K}$
<i>l</i>	Longitud de biela	m
<i>m</i>	Masa	g
<i>p</i>	Presión	Pa
<i>po</i>	Porosidad	
<i>r</i>	Longitud de manivela	mm
<i>r</i>	Radio	mm
<i>t</i>	Espesor	mm
<i>t</i>	Tiempo	s
<i>u</i>	Energía interna	$\frac{kJ}{kg}$
<i>u</i>	Velocidad del fluido	$\frac{m}{s}$
<i>x</i>	Posición del pistón	mm

Subíndices

1	Cilindro de pistón
2	Manivela
3	Biela
4	Pistón
<i>h</i>	Intercambiador de calor de alta temperatura
<i>A</i>	Punto coincidente de manivela-biela
<i>B</i>	Punto coincidente biela-pisón
<i>P</i>	Centro de percusión
<i>c</i>	Espacio de compresión
<i>e</i>	Espacio de expansión
<i>g</i>	Gas
<i>i</i>	Condición Inicial; Interior
<i>k</i>	Intercambiador de calor de baja temperatura
<i>max</i>	Máximo
<i>min</i>	Mínimo
<i>o</i>	Condición Final; Exterior
<i>prom</i>	Promedio
<i>r</i>	Regenerador
<i>x</i>	Componente de las abscisas
<i>y</i>	Componente de las ordenadas

Letras Griegas

δ_{ap}	Interferencia diametral	
η_f	Eficiencia de aleta	
σ_{f_n}	Esfuerzo a flexión nominal	<i>MPa</i>
σ_r	Esfuerzo radial	<i>MPa</i>
σ_t	Esfuerzo tangencial	<i>MPa</i>
τ_d	Tensión máxima de esfuerzo de corte	
Δ	Delta	
α	Ángulo de desfase entre el pistón de baja y el de alta temperatura	<i>grados</i>
α	Coeficiente de expansión térmica	K^{-1}
γ	Peso específico	$\frac{kg}{m^3}$
ε	Efectividad del regenerador	
η	Eficiencia	
θ	Ángulo del eje motriz	<i>grados</i>
μ	Viscosidad del fluido	<i>Pa s</i>
ν	Módulo de Poisson	
ρ	Densidad	$\frac{kg}{m^3}$
τ	Esfuerzo cortante	<i>Pa</i>
ω	Velocidad Angular	<i>rpm</i>
ωt	Ángulo de la manivela	<i>grados</i>

Índice general

Dedicatoria	I
Agradecimientos	IV
Resumen	V
Nomenclatura.....	VI
Índice general.....	X
Índice de gráficas.....	XV
Índice de figuras	XVI
Índice de tablas	XVIII

Introducción	1
CAPÍTULO 1	3
Planteamiento del problema	3
1.1 Objetivos	4
1.1.1 Objetivo General.....	4
1.1.2 Objetivos Específicos	4
1.2 Justificación.....	4
1.3 Delimitaciones.....	5
1.4 Limitaciones.....	5
1.5 Antecedentes	5
CAPÍTULO 2	9
Marco Teórico.....	9
2.1 Motor Stirling.....	9
2.1.1 Ventajas y desventajas	10
2.2 Partes del motor Stirling	10

2.3	Configuraciones mecánicas del motor Stirling	12
2.3.1	Motor tipo Alfa	12
2.3.2	Motor tipo Beta	12
2.3.3	Motor tipo Gamma.....	13
2.3.4	Comparación entre principales tipos de motores Stirling.....	13
2.4	Lente fresnel.....	14
2.5	Ciclo Stirling ideal	15
2.6	Análisis isotérmico del motor stirling.....	18
2.6.1	Análisis de Schmidt	24
2.7	Análisis adiabático	28
2.8	Análisis simple.....	35
2.8.1	Parámetros de diseño	35
2.8.1.1	Diámetro hidráulico	35
2.8.1.2	Número de Reynolds	36
2.8.1.3	Número de Stanton	36
2.8.1.4	Número de unidades de transferencia (NTU)	36
2.8.1.5	Número de Prandtl	37
2.8.1.6	Número de Nusselt.....	37
2.8.2	Regenerador	37
2.8.2.1	El rendimiento del regenerador.....	38
2.8.2.2	Evaluación de la efectividad del regenerador	40
2.8.3	Calentador y enfriador	41
2.8.3.1	Evaluación de la efectividad del enfriador y del calentador	42
2.8.4	Pérdida de bombeo.....	44
CAPÍTULO 3.....		47
Marco metodológico		47
3.1	Tipo y nivel de la Investigación	47
3.2	Búsqueda y análisis de información.....	47
3.3	Definición de los parámetros de funcionamiento del motor	47
3.4	Selección del concentrador de energía solar	48

3.5	Diseño en sus diferentes manifestaciones	48
3.5.1	Diseño termodinámico del motor	48
3.5.2	Diseño mecánico del motor	49
3.5.3	Análisis de esfuerzos	49
3.6	Fabricación y ensamblaje del prototipo	49
3.7	Especificación de costo del motor.....	50
3.8	Evaluación del comportamiento y funcionalidad.....	50
CAPÍTULO 4.....		51
Resultados		51
4.1	Análisis termodinámico del motor stirling.....	51
4.1.1	Lente Fresnel.....	51
4.1.1.1	Base de lente fresnel	52
4.1.2	Parámetros de diseño	53
4.1.2.1	Propiedades generales.....	54
4.1.2.2	Intercambiadores de alta y de baja temperatura.....	55
4.1.2.3	Regenerador	55
4.1.3	Análisis isotérmico	56
4.1.4	Análisis adiabático	59
4.1.5	Análisis simple.....	62
4.2	Análisis mecánico del motor	67
4.2.1	Cinemática del mecanismo de manivela-corredera	68
4.2.2	Fuerza del gas y par de torsión del gas	73
4.2.3	Masas equivalentes	78
4.2.3.1	Modelo dinámicamente equivalente	79
4.2.3.2	Modelo estáticamente equivalente.....	80
4.2.3.3	Sumatoria de masas equivalentes	81
4.2.4	Fuerzas de inercia y sacudimiento	82
4.2.5	Balaneo del motor	86
4.2.6	Pares de torsión de inercia y de sacudimiento	88
4.2.7	Par de torsión total del motor.....	90

4.2.8	Volante de inercia	91
4.2.8.1	Dimensionamiento del volante	92
4.2.8.2	Acople de volante de inercia.....	94
4.2.9	Pasador del cigüeñal	95
4.3	Cilindros del motor	99
4.3.1	Aletas del cilindro de baja temperatura	100
4.3.2	Anillos del pistón	103
4.3.3	Ajuste en el cilindro-pistón.....	104
4.3.4	Expansión térmica.....	105
4.3.5	Fuerza de roce en los cilindros	105
4.4	Rodamientos.....	106
4.4.1	Selección de rodamiento.....	107
4.4.2	Ajuste en los rodamientos del eje cigüeñal.....	108
4.4.3	Estimación del momento de fricción	110
4.5	Análisis de esfuerzos.....	111
4.5.1	Eje Cigüeñal.....	111
4.5.2	Cilindros.....	115
4.5.2.1	Deformación de cilindro	116
4.6	Fabricación.....	117
4.6.1	Carcasa y tapas.....	117
4.6.2	Conjunto cigüeñal	118
4.6.3	Volante de Inercia.....	120
4.6.4	Pistones	120
4.6.4.1	Anillos de pistón	121
4.6.5	Cilindros.....	121
4.6.6	Intercambiadores de calor.....	122
4.6.6.1	Pieza ranurada.....	122
4.6.6.2	Alojamiento de pieza ranurada	123
4.6.7	Regenerador	124
4.6.8	Base del motor	125
4.6.9	Juntas de sellado	126

4.6.10	Ensamblaje de componentes.....	126
4.7	Costos.....	128
4.8	Estudio experimental.....	131
4.8.1	Anillos del pistón.....	131
4.8.2	Alineación y corrección de fugas.....	131
4.8.3	Carga de aire a la presión de trabajo.....	131
4.8.4	Prueba de funcionamiento	132
CAPÍTULO 5.....		135
Conclusiones y Recomendaciones		135
5.1	Conclusiones	135
5.2	Recomendaciones.....	137
Referencias bibliográficas.....		139
Apéndice		141
Anexos.....		145

Índice de gráficas

Gráfica 4.1	Presión del gas en función del volumen total (análisis isotérmico)	57
Gráfica 4.2	Presión del gas en función del ángulo de eje (análisis isotérmico)	58
Gráfica 4.3	Presión del gas en función del volumen total (análisis adiabático)	59
Gráfica 4.4	Temperatura en función del ángulo de eje (análisis adiabático)	60
Gráfica 4.5	Energía en función del ángulo de eje (análisis adiabático)	61
Gráfica 4.6	Trabajo en función del ángulo de eje (análisis adiabático)	61
Gráfica 4.7	Presión del gas en función del volumen total (análisis simple)	62
Gráfica 4.8	Temperatura en función del ángulo de eje (análisis simple)	63
Gráfica 4.9	Energía en función del ángulo de eje (análisis simple)	64
Gráfica 4.10	Trabajo en función del ángulo de eje (análisis simple)	65
Gráfica 4.11	Caída de presión de intercambiadores de calor en función del ángulo de eje	66
Gráfica 4.12	Presión de los espacios de trabajo en función del ángulo de eje	67
Gráfica 4.13	Posición del pistón en función del ángulo de eje	72
Gráfica 4.14	Velocidad del pistón en función del ángulo de eje	72
Gráfica 4.15	Aceleración del pistón en función del ángulo de eje	73
Gráfica 4.16	Torque de gas en función del ángulo de eje	78
Gráfica 4.17	Fuerza de sacudimiento del pistón frío desequilibrada	85
Gráfica 4.18	Fuerza de sacudimiento del pistón caliente desequilibrado	86
Gráfica 4.19	Fuerza de sacudimiento del pistón frío balanceada	88
Gráfica 4.20	Torque inercial en función del ángulo de eje	90
Gráfica 4.21	Torque total en función del ángulo de eje	91
Gráfica 4.22	Integración de los pulsos arriba y abajo al valor del torque promedio en función del ángulo de eje	92
Gráfica 4.23	Torque del motor suavizado con el volante de inercia en función del ángulo de eje	94

Índice de figuras

Figura 2.1	Esquema del motor	12
Figura 2.2	Configuraciones mecánicas del motor Stirling.....	13
Figura 2.3	Diferencia entre lente convencional y lente fresnel.....	15
Figura 2.4	Diagrama p-v de ciclo Stirling ideal.....	16
Figura 2.5	Esquema del motor Stirling isotérmico con diagrama de distribución de temperatura.....	19
Figura 2.6	Perfil de temperatura lineal del regenerador.....	20
Figura 2.7	Cámara de motor generalizada	22
Figura 2.8	Principio de la ecuación de energía para el gas dentro de una celda generalizada.....	22
Figura 2.9	Variación del volumen en un motor Stirling	25
Figura 2.10	Triángulo rectángulo para substitución trigonométrica.....	26
Figura 2.11	Esquema del motor Stirling adiabático con diagrama de distribución de temperatura.....	29
Figura 2.12	Espacio de compresión adiabático.....	31
Figura 2.13	Perfil de temperatura en el regenerador.....	40
Figura 2.14	Perfil de la temperatura para el análisis de transferencia de calor.....	42
Figura 4.1	Lente Fresnel y base	53
Figura 4.2	Identificación de las partes del motor para estudio termodinámico	54
Figura 4.3	Intercambiadores de calor.....	55
Figura 4.4	Mecanismo de manivela-corredera para el motor	68
Figura 4.5	Configuración del eslabonamiento	69
Figura 4.6	Diagrama de cuerpo libre	74
Figura 4.7	Modelo dinámico masa equivalente	79
Figura 4.8	Modelo de masa concentrada estáticamente equivalente de la manivela	81
Figura 4.9	Modelo dinámico de masas concentradas	83
Figura 4.10	Masa y radio del contrapeso	87
Figura 4.11	Volante de inercia optimizado.....	94
Figura 4.12	Pasador del cigüeñal a) Despiece del cigüeñal b) Conjunto armado.....	96

Figura 4.13	Trasferencia de calor por conducción del cilindro sin aletas.....	100
Figura 4.14	Esquema de aletas anulares	101
Figura 4.15	Representación de los rodamientos de la biela.....	106
Figura 4.16	Fuerzas combinadas sobre la manivela	112
Figura 4.17	Cargas sobre el cigüeñal	114
Figura 4.18	Esfuerzo equivalente por Von-Mises en el cigüeñal	114
Figura 4.19	Deformación total del cigüeñal.....	115
Figura 4.20	Estado de esfuerzo para cilindro a presión máxima	116
Figura 4.21	Deformación de cilindro sometido a la presión máxima	117
Figura 4.22	(a) Vista posterior de tapa (b) Carcasa (c) Conjunto carcasa-tapas.....	118
Figura 4.23	Mecanizado del cigüeñal (a) Cilindrado (b) Corte	119
Figura 4.24	Conjunto cigüeñal (a) Despiece (b) Armado	120
Figura 4.25	Volante de inercial (a) Tocho de acero (b) Pieza terminada	120
Figura 4.26	(a) Pistó y anillos de teflón (b) Montaje de los anillos al pistón	121
Figura 4.27	Cilindros	122
Figura 4.28	Pieza ranurada (a) Forma original (b) Pieza finalizada	123
Figura 4.29	(a) Alojamiento de pieza ranurada (b) Ensamblaje del intercambiador de calor.....	123
Figura 4.30	Intercambiador de calor (a) Vista superior (b) Vista inferior	124
Figura 4.31	Partes del regenerador	125
Figura 4.32	Base del motor	125
Figura 4.33	Juntas de sellado (a) Antes del punzonado (b) Pieza finalizada.....	126
Figura 4.34	Motor Stirling finalizado	127
Figura 4.35	Dispositivo de control (a) Despiece (b) Armado.....	132
Figura 4.36	Proceso de carga de aire	132
Figura 4.37	Calentamiento del prototipo mediante el lente Fresnel	133
Figura 4.38	Calentamiento del prototipo mediante antorcha.....	133
Figura A- 1	Viscosidad dinámica vs temperatura.....	141
Figura A- 2	Coeficiente de fricción de Reynolds vs número de Reynolds.....	141
Figura A- 3	Eficiencia de aletas anulares de perfil rectangular	142
Figura A- 4	Cilindro sometido a presiones externas e internas	142
Figura A- 5	Concentración de esfuerzos en una maza ajustada a presión o por encogimiento sobre una flecha.....	143

Índice de tablas

Tabla 2.1 Comparación cualitativa de los tipos de motor Stirling (<i>Reader & Hooper, 1983</i>)	14
Tabla 4.1 Especificaciones técnicas del lente fresnel	52
Tabla 4.2 Parámetros de diseño.....	56
Tabla 4.3 Acumulación de los pulsos de energía de la función de torque total del motor	92
Tabla 4.4 Propiedades de Ecoflon 2, proveedor SKF	104
Tabla 4.5 Fuerza de fricción de los cilindros	106
Tabla 4.6 Tolerancia para rodamiento radial de bola 6000.....	109
Tabla 4.7 Ajuste entre el eje y el rodamiento.....	109
Tabla 4.8 Ajuste entre alojamiento y el rodamiento	110
Tabla 4.9 Costos de los materiales del prototipo	128
Tabla 4.10 Costo de mano de obra del prototipo	130

Introducción

Desde su invención en el año 1816 el motor Stirling tuvo un gran éxito, aunque no fue utilizado ampliamente en su época, ya que con la aparición del motor de combustión interna, fue opacado.

Con los nuevos avances técnicos y ante la creciente contaminación ambiental así como la cada vez mayor escasez de recursos naturales, centros de investigación, universidades y empresas han retomado en las últimas décadas el estudio del motor Stirling y sus aplicaciones. En la actualidad se presenta como uno de los candidatos más fuertes para combatir la crisis energética de manera ecológica.

El objetivo de este trabajo es diseñar y fabricar un motor Stirling tipo alfa, sinusoidal, accionado por energía solar a través de un concentrador de luz solar, para así proveer a la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad de Carabobo de un prototipo, el cual pretende incentivar el estudio de estos motores para ser aplicados en la generación de energía eléctrica.

En primera etapa se analiza termodinámicamente y se determina la geometría del motor y condiciones de operación del ciclo Stirling a través de una simulación computarizada, luego se hace un estudio cinemático y dinámico para evaluar la funcionalidad del mecanismo. Posteriormente se realiza un análisis resistivo de los componentes más críticos, se identifican los costos de fabricación, se ensambla cada una de las piezas y se evalúa la funcionalidad del dispositivo.

CAPÍTULO 1

Planteamiento del problema

A nivel mundial existe una crisis energética donde la demanda supera la oferta de recursos para suplirla, con el crecimiento poblacional ésta se ve acrecentada trayendo como consecuencia altos costos energéticos, agotamiento de recursos no renovables, limitación del desarrollo tecnológico de países, entre otros. Por esta razón es necesaria la búsqueda de nuevas fuentes generadoras y lógicamente se requiere que no contribuyan con el deterioro del ecosistema, es decir, que no sean contaminantes o en su defecto que ésta sea en el menor grado posible.

En Venezuela, la mayoría de sus zonas rurales, no tienen redes de distribución eléctrica y como el volumen poblacional en estas zonas es pequeño, se requiere desarrollar fuentes energéticas adecuadas para ellas. Actualmente se utiliza la quema de combustibles fósiles para la generación de electricidad en dichas zonas, este método genera mucha contaminación.

Por esta razón se debe promover el estudio y la implementación de fuentes de energías ecológicas, que a la larga sean capaces de desplazar a los métodos de generación de energía eléctrica actuales de manera eficiente y económica, sobre todo con bajo impacto ambiental.

Actualmente la Escuela de Mecánica de la Universidad de Carabobo carece de una línea de investigación que fomente el estudio de la utilización fuentes de energía alternativas, sobre todo el uso de la energía solar, ya que ésta es limpia, gratuita e inagotable.

Se pretende proveer a la escuela de mecánica de un estudio teórico y un dispositivo que sea capaz de transformar la energía solar en energía mecánica, que sea libre de emisiones, baja contaminación sónica y bajos costos de mantenimiento.

De esta manera incentivar a investigaciones y mejoras de este dispositivo, ya que el mismo se presenta como una posible opción para la solución de los problemas energéticos y ambientales que se sufre tanto a nivel nacional como mundial.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo General

Diseñar y fabricar a escala un motor Stirling accionado por energía solar.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Definir los parámetros de funcionamiento del motor.
- Seleccionar el concentrador de energía solar.
- Diseñar el motor Stirling.
- Fabricar y ensamblar el prototipo.
- Especificar el costo del motor.
- Evaluar comportamiento y funcionalidad.

1.2 JUSTIFICACIÓN

La energía eléctrica es un tópico de gran importancia para la humanidad. En la actualidad es imprescindible el acceso a ella para gozar de las diversas comodidades que nos brinda el desarrollo tecnológico. Lograr un método alternativo, práctico y ecológico para la producción de electricidad aumentaría considerablemente la calidad de vida de comunidades que actualmente no gozan de este servicio o que lo consiguen a través de medios costosos y contaminantes.

Con el prototipo a desarrollar se demostrará la posibilidad de obtener energía eléctrica utilizando para ello un medio muy económico como lo es la energía solar, así mismo dotar a la escuela de mecánica de un dispositivo para continuar

profundizando en el estudio de las fuentes de energía alternativas.

1.3 DELIMITACIONES

La investigación se basa en el diseño, construcción y evaluación del motor Stirling sin el acople de un transformador de energía mecánica a energía eléctrica. La fuente de energía para el accionamiento del motor será la energía solar basándose en los principios ecológicos, pero no será diseñado un sistema de seguimiento de la posición del sol. Se trabajará en una sola configuración del motor, ya que el estudio de varias extendería considerablemente el desarrollo de este trabajo.

1.4 LIMITACIONES

Es posible dificultad para la obtención de los materiales más adecuados para la construcción, debido a inexistencia en el mercado regional. Los procesos de fabricación requeridos por ser de alta precisión pueden incurrir en un costo elevado en la construcción, de igual forma el laboratorio de manufactura de la universidad no dispone de variedad de equipos para los procesos constructivos requeridos por este proyecto.

1.5 ANTECEDENTES

El motor Stirling fue inventado en 1816 por un joven escocés llamado Robert Stirling. Con la ayuda de su hermano James, Robert diseñó y construyó una gran variedad de motores Stirling presurizados, que eran seguros y de bajo consumo de combustible. Hasta mediados del siglo XIX el motor Stirling fue considerado un competidor prometedor para la máquina de vapor. Este motor, fue utilizado en su época, sobre todo para pequeñas máquinas de uso doméstico tales como ventiladores, bombas de agua, entre otros. Su potencia específica no era muy elevada pero su sencillez y funcionamiento silencioso eran magníficos. Continúa en investigación gracias a la versatilidad de fuentes de energía posibles, ya que al necesitar solamente una fuente de calor, es posible usar una gran variedad de fuentes energéticas como

por ejemplo energía solar térmica, todo tipo de combustibles, uso de la biomasa, calor geotérmico, etc.

El francés Sadi Carnot (1796-1832), realizó una interpretación teórica del funcionamiento de los motores térmicos. Esta teoría ayudó a comprender con mayor claridad, el fenómeno que permitía al Stirling producir fuerza motriz.

Kongtragool, y Wongwises (2002) realizaron una serie de trabajos de investigación acerca del comportamiento de los motores Stirling accionados por energía solar, con la finalidad de conseguir una solución factible que sirva de base para un diseño conceptual de dicho motor, con el mejor rendimiento posible. Aunque estos motores posean una eficiencia baja, su alta confiabilidad y costos reducidos denotan muchas ventajas. Los resultados obtenidos indican que los motores Stirling trabajando a bajas temperaturas relativas poseen características de ser los motores líderes del futuro, en especial los de configuración vertical, pistón de doble acción en configuración gamma.

Así mismo indican que la clave para el éxito de los motores Stirling son los materiales en su construcción y una buena transferencia de calor al fluido de trabajo, por esta razón se necesita un buen flujo del mismo lográndose con una baja viscosidad del gas, de esta manera se reducen al máximo las pérdidas por bombeo.

Cinar y Karabulut (2005) construyeron y probaron un motor Stirling del tipo gama de 276 cc, como fuente de calor se utilizó un horno eléctrico usando valores en el intervalo de (700 a 1000° C) y 1 a 4 bar de presión, el gas de trabajo fue helio y aire, su diseño es de doble pistón con extremo caliente, ángulo de fase 90°, agua como sistema de refrigeración, relación de compresión 1,82 máxima potencia del motor 128,3 W en 891 rpm, velocidad máxima del motor 1589 rpm, volumen muerto 169 cc.

La potencia máxima se obtuvo a los 1000 °C y 4 bares usando como fluido helio ya que con este gas los valores de salida se duplican en relación al aire debido a su

densidad y sus propiedades de expansión, así como transferencia de calor. Para valores de velocidad más altos la potencia se reduce. En los experimentos queda demostrado que al aumentar la superficie del cilindro aumentará proporcionalmente la potencia además se llegó a la conclusión que la diferencia de temperatura entre el horno y la cabeza caliente del cilindro es considerada insignificante.

Más adelante, en el año 2006 realizaron un trabajo de investigación el cual se basó en la comparación del comportamiento de dos motores Stirling. Uno, de dos pistones de poder y el otro, de cuatro pistones de poder, con la variación de la cantidad de calor suministrada a presión atmosférica. El estudio reveló que el rendimiento del motor, el torque, la potencia del eje y la eficiencia térmica aumentan a medida que el calor suministrado es mayor. Así mismo, es posible aumentar la potencia de salida con una mejora de la precisión de las partes del motor, también con la utilización de un fluido de trabajo como helio o hidrógeno a algún grado de presurización en vez de aire atmosférico.

Tlili et al. (2008) partieron de la idea de un balance entre un motor ecológico y económicamente rentable, de esta manera desarrollaron un fuerte avance tecnológico en el sistema accionado por energía solar del motor Stirling de plato (SD), se basaron en un diseño sobre el significado del diferencial de temperatura, la cual fue para su arreglo de $300\text{ }^{\circ}\text{C}$. Los parámetros críticos de diseño se determinaron con un modelo dinámico con pérdidas de energía y caída de presión, así se desarrolló un modelo analítico completo del diseño; con esto se obtuvo unos intercambiadores de calor de alta eficacia y baja caída de presión.

Sripakagorn y Srikam (2010) han desarrollado un motor Stirling con una temperatura de trabajo moderada, la cual se encuentra entre $350 - 500\text{ }^{\circ}\text{C}$, el calor se aplica al motor desde un colector parabólico el cual concentra la luz solar aumentando su capacidad de calentamiento. La temperatura moderada permite el uso de materiales relativamente económicos al igual que diseños mecánicos simples. Para determinar la influencia de la presión en relación a la potencia entregada por el motor,

el modelo fue presurizado a 7 bar con aire de fluido de trabajo con lo que se obtuvo una mayor entrega de potencia y mayor velocidad de giro con respecto al modelo a presión atmosférica. Así mismo demostraron que el trabajo a temperatura moderada conlleva a una mayor salida de potencia que para el trabajo con temperaturas bajas.

La búsqueda de nuevas alternativas para los combustibles fósiles ha llevado a los científicos realizar estudios y generar modelos matemáticos que describan el comportamiento de los motores Stirling para así revolucionar con nuevas tecnologías, Cheng y Yang (2011) realizaron un análisis muy completo sobre la relación existente entre la velocidad de operación del motor con respecto a la potencia de salida, por medio de análisis experimentales concluyeron que existe un intervalo de velocidad de operación para la cual la potencia de salida del motor es máxima, al pasar sobre estos valores, las pérdidas por fricción y los cortos tiempos para la transferencia de calor reducen la potencia de salida. Además, incluyeron en los modelos matemáticos las irreversibilidades existentes en los procesos termodinámicos, así como la influencia de la masa del fluido, presión, volumen, entre otros, sobre los parámetros de funcionamiento del motor Stirling.

CAPÍTULO 2

Marco Teórico

2.1 MOTOR STIRLING

Estos motores son comúnmente llamados “motores de aire caliente” o “motores de combustión externa”, son dispositivos mecánicos que trabajan teóricamente en el ciclo Stirling, donde los fluidos compresibles tales como aire, hidrógeno, helio, nitrógeno o incluso vapores, se utilizan como fluidos de trabajo.

El motor Stirling se basa en el hecho que la presión de un gas en un recipiente sellado aumentará si el gas se calienta, y disminuye si el gas se enfría. Está diseñado para que el gas de trabajo dentro de sus cilindros sellados se comprima, luego se calienta para aumentar su presión, después se expande para producir energía y posteriormente se enfría para disminuir su presión, seguidamente se comprime para comenzar un nuevo ciclo.

Durante el proceso de expansión, el gas en el interior del motor se encuentra a alta temperatura y por lo tanto a presión mayor, lo que produce más energía en relación a la fase de compresión, por esta razón existe una diferencia de potencial que produce el funcionamiento del motor de combustión externa, esa diferencia de energía en las distintas fases del motor es la potencia útil del mismo. El gas se utiliza una y otra vez, haciendo del Stirling un sistema de ciclo cerrado y sellado. Todo lo que se añade al sistema es calor, y todo lo que se elimina del sistema es calor a baja temperatura (residuos) y energía mecánica.

2.1.1 Ventajas y desventajas

Las principales ventajas que posee el motor Stirling en comparación a otras tecnologías son:

- Puede ser mucho más eficiente que los motores convencionales, logrando teóricamente alcanzar el rendimiento térmico de una máquina de Carnot.
- Utiliza una fuente de calor externa, lo que le permite adaptarse a una gran gama de fuentes de calor.
- Si se utiliza combustión como fuente de calor ésta puede ser mucho menos contaminante que otro tipo de máquinas como motores de combustión interna.
- Funciona de manera silenciosa, lo que para ciertas aplicaciones es de gran importancia.
- Los modelos que trabajan con bajas presiones pueden utilizar materiales más livianos y baratos.

Las principales desventajas asociadas son:

- La potencia entregada mediante fuentes Solares no es de gran magnitud comparada a otros tipos de tecnología.
- El diseño de los intercambiadores de calor es complejo y afecta de manera importante el desempeño de la máquina.
- Un incremento en la potencia de salida está asociado a aumentos en las diferencias de temperaturas de las fuentes, o a una mayor presión. Esto último está condicionado a la tecnología utilizada para sellar y evitar accidentes. *(Navarrete, 2008)*

2.2 PARTES DEL MOTOR STIRLING

Para el entendimiento del ciclo Stirling es necesario conocer cada una de las partes del motor, sus características y sobre todo su papel en las interacciones energéticas a lo largo del ciclo.

- Pistón de expansión: o pistón de alta temperatura, es el que genera la potencia, ya que éste se desplaza debido a la expansión del gas, al recibir calor desde el intercambiador de alta temperatura. El movimiento del pistón de vaivén ocurre dentro del espacio de expansión.
- Pistón de compresión: o pistón de baja temperatura funciona al contrario del pistón de expansión; se encarga de la compresión del gas cuando se extrae calor a través del intercambiador de baja temperatura. Éste trabaja en el espacio de compresión.
- Espacio de expansión: como su nombre lo dice, es destinado a la expansión del gas al absorber calor procedente del intercambiador de alta temperatura.
- Espacio de compresión: es donde ocurre la compresión del gas y el movimiento del pistón de baja temperatura.
- Regenerador: absorbe y entrega calor al fluido de trabajo, compensando una parte del calor perdido por el motor, haciendo que la eficiencia del motor incremente porque el fluido de trabajo necesita absorber menos calor en cada ciclo. Cuando el gas pasa por el regenerador desde el intercambiador de alta al de baja, el gas pierde calor, el cual es absorbido por el regenerador. Este calor es reabsorbido por el gas cuando pasa desde el intercambiador de baja al de alta.
- Intercambiador de calor de alta temperatura: es el espacio destinado al calentamiento del gas de trabajo mediante la utilización de la fuente de calor exterior.
- Intercambiador de calor de baja temperatura: se encarga de rechazar el calor del ciclo a baja temperatura hacia el sumidero que generalmente es el aire ambiental. Para aumentar la capacidad del intercambio de calor, generalmente, se incorporan aletas de diferentes formas al igual que el intercambiador de alta temperatura.

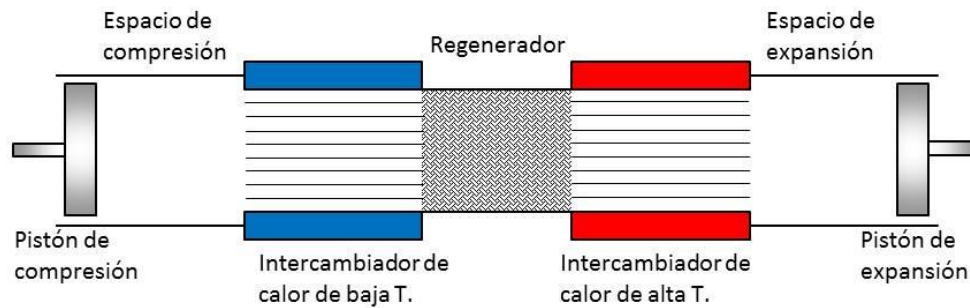


Figura 2.1 Esquema del motor

2.3 CONFIGURACIONES MECÁNICAS DEL MOTOR STIRLING

Existen principalmente tres configuraciones mecánicas y de uso común para el motor Stirling, llamadas *Alfa* (α), *Beta* (β) y *Gamma* (γ). Cada configuración tiene el mismo ciclo termodinámico, pero tienen diferentes características de diseño.

2.3.1 Motor tipo Alfa

En esta configuración no se utiliza un desplazador. Dos pistones, llamados el caliente y el frío (o el de alta y el de baja temperatura), se ubican en el espacio de expansión y en el espacio de compresión respectivamente, a cada lado del regenerador. Estos pistones se mueven de manera sinusoidal para proporcionar un volumen constante de calentamiento o de enfriamiento del fluido de trabajo. Cuando todo el fluido de trabajo se ha desplazado a uno de los cilindros, un pistón se mantendrá fijo y el otro pistón se mueve a expandir o comprimir el fluido de trabajo. El trabajo de expansión es llevado a cabo por el pistón caliente mientras que el trabajo de compresión se lleva a cabo por el pistón frío, como se dijo anteriormente.

2.3.2 Motor tipo Beta

Un pistón desplazador el cual posee en él el regenerador y un pistón de potencia, se incorporan en el mismo cilindro. El desplazador mueve fluido de trabajo desde el espacio de alta hacia el espacio de baja temperatura del cilindro y viceversa. El pistón de potencia, situado en el espacio frío del cilindro, comprime el fluido cuando éste se encuentra en el espacio de baja temperatura y se expande cuando el fluido es

transferido al espacio caliente. Esta es la configuración original patentada por Robert Stirling y es la que presenta mayor eficiencia.

2.3.3 Motor tipo Gamma

La configuración gamma utiliza cilindros separados para el desplazador y el pistón de potencia, con la característica principal que el cilindro potencia se encuentra conectado al cilindro del desplazador. El desplazador mueve el fluido entre el espacio caliente y el espacio frío a través del regenerador. En esta configuración el pistón de potencia comprime y expande el fluido de trabajo. (Kongtragool & Wongwises, 2007)

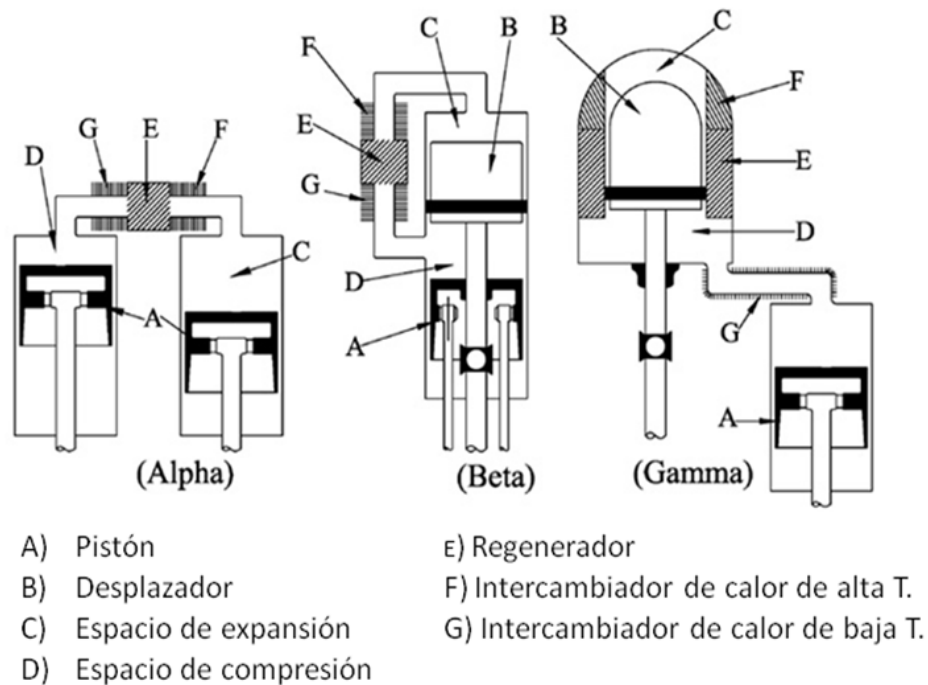


Figura 2.2 Configuraciones mecánicas del motor Stirling

2.3.4 Comparación entre principales tipos de motores Stirling

Cada una de las configuraciones mecánicas del motor Stirling, a pesar de basarse en los mismos principios termodinámicos, poseen diferencias significativas las cuales se muestran en la tabla a continuación

Tabla 2.1 Comparación cualitativa de los tipos de motor Stirling (*Reader & Hooper, 1983*)

Tipo de motor	Ventajas	Desventajas
Alfa	Alta relación potencia volumen. Sencillez de mecanismos.	Dificultad para sellar las cámaras.
Beta	Recrea el diseño original de Stirling.	Mecanismos complejos y voluminosos.
Gama	Sencillez de mecanismos. Facilidad de sellado	Relación de comprensión baja.

2.4 LENTE FRESNEL

La energía solar es una energía limpia, inagotable y segura, la cual es obtenida a partir del aprovechamiento de la radiación electromagnética procedente del Sol consiguiendo así energía térmica. Esta conversión siempre ha existido debido a la inmediatez de su transformación, sin embargo se han inventado dispositivos con el fin de aumentar la eficiencia de esta transformación como es el caso de los lentes fresnel.

Un lente Fresnel es un tipo compacto de lente capaz de concentrar la energía solar en un área reducida aumentando la intensidad energética. Similar a una lupa enfocando su luz en un punto o línea, fue desarrollado originalmente en Francia por el físico Augustin Jean Fresnel, estos eran utilizados en faros.

Los lentes de Fresnel son generalmente vidrios tallados o plásticos fabricados y su diseño básicamente consiste en tomar un lente convencional convexo como se observa en la **Figura 2.3**, teniendo como resultado una superficie plana constituida por varios anillos concéntricos que refracta la luz solar actuando como un concentrador térmico.

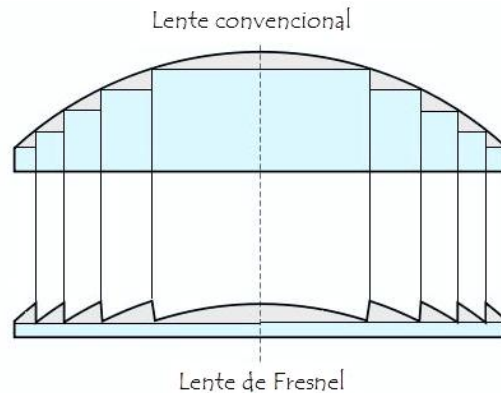


Figura 2.3 Diferencia entre lente convencional y lente fresnel

El diseño del lente Fresnel permite una reducción sustancial en el espesor (y por lo tanto la masa y el volumen de material), a expensas de reducir la calidad de imagen del lente, debido a la dispersión que se produce en la unión de los anillos en que queda dividida la lente, lo que da ligeros anillos luminosos en el plano de la imagen. Pero es suficientemente buena para muchas aplicaciones como es el caso de concentrador solar.

Este tipo de lente constituye un concentrador solar de bajo costo en comparación con el resto de colectores solares existentes en el mercado. Además la zona focal se encuentra por debajo del sistema óptico y el receptor puede disponerse a una altura cómoda de trabajo, hecho que facilita la manipulación y operaciones del mismo.

2.5 CICLO STIRLING IDEAL

El diagrama *Presión – Volumen* de un motor Stirling ideal se muestra a continuación:

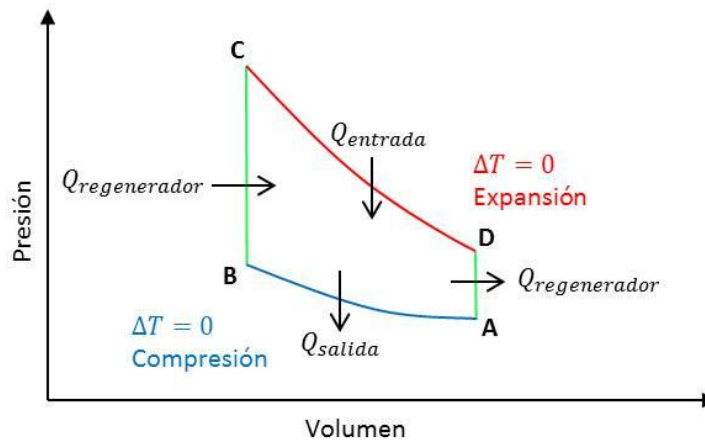


Figura 2.4 Diagrama p-v de ciclo Stirling ideal

Este diagrama consta de 2 procesos isocóricos y 2 procesos isotérmicos. Los procesos isocóricos o isométricos (BC y DA) son la transferencia de calor entre el regenerador y el gas de trabajo, por lo que son un intercambio interno. Pero en CD y AB el sistema intercambia energía con una fuente de calor y un sumidero. Este diagrama se resume en cuatro secciones (cada 90°) y se explicará a continuación. Con ayuda de la “**Figura 2.9** Variación del volumen en un motor Stirling” se identifica desde que ángulo comienza el proceso hasta llegar al ángulo donde finaliza el mismo; el ciclo se cumple de 0 a 360° .

- AB : es un proceso isotérmico, el gas de trabajo se comprime y se transfiere su calor al sumidero. De 0 a 90° .
- BC : el gas comprimido pasa a través del regenerador por un proceso isocórico y absorbe el calor y va al espacio de expansión. De 90° a 180° .
- CD : el gas de trabajo se expande por un proceso isotérmico y absorbe calor de la fuente. De 180° a 270° .
- DA : el gas viene del espacio de expansión, pasa por el regenerador y pierde calor en este dispositivo de forma isométrica y el ciclo se repite de nuevo. De 270° a 360° .

Puede realizarse un análisis sencillo para este diagrama $P - V$ usando la ley de

gases ideales que da como resultado una fórmula para el trabajo realizado por el ciclo. En estas ecuaciones m es la masa del gas de trabajo y R es la constante universal del gas:

$$p_A V_A = mRT_A \quad y \quad p_B V_B = mRT_B$$

$$T_A = T_B \quad \therefore \quad p_A = \frac{p_B V_B}{V_A} \quad (2.1)$$

$$p_C V_C = mRT_C \quad y \quad p_D V_D = mRT_D$$

$$T_C = T_D \quad \therefore \quad p_C = \frac{p_D V_D}{V_C} \quad (2.2)$$

Al tener la presión, el trabajo total se puede obtener así:

$$W_{net} = - \int p dV =$$

$$= - \left[\int_{V_C}^{V_D} p dV + \int_{V_D}^{V_A} p dV + \int_{V_A}^{V_B} p dV + \int_{V_B}^{V_C} p dV \right] \quad (2.3)$$

No hay trabajo hecho en los procesos isocóricos, por lo que la ecuación se reducirá a:

$$W_{net} = - \int_{V_C}^{V_D} p dV - \int_{V_A}^{V_B} p dV = W_{CD} + W_{AB} \quad (2.4)$$

Mediante el uso de la ley de los gases ideales:

$$W_{CD} = \int_{V_C}^{V_D} p dV = - \int_{V_C}^{V_D} \frac{mRT}{V} dV = -mRT \ln \left(\frac{V_D}{V_C} \right) \quad (2.5)$$

$$W_{AB} = -mRT \ln \left(\frac{V_B}{V_A} \right) \quad (2.6)$$

Para un trabajo total de:

$$W_{net} = -mR(T_A - T_C) \ln\left(\frac{V_A}{V_B}\right) \quad (2.7)$$

Y considerando el primer conjunto de ecuaciones:

$$W_{CD} = -p_C V_C \ln\left(\frac{V_D}{V_C}\right) \quad \& \quad W_{AB} = -p_A V_A \ln\left(\frac{V_B}{V_A}\right) \quad (2.8)$$

Estas ecuaciones representan un análisis muy simple de este ciclo. La determinación real de la conducta del ciclo requiere el uso de métodos más avanzados que serán considerados más adelante. En general, el rendimiento de un motor Stirling depende de la relación de los extremos calientes y fríos (*Rogers y Mayhew, 1967*). La eficiencia de un motor Stirling es igual a la eficiencia de Carnot (*Van Wylen et al., 1994*). Esto se puede demostrar por la siguiente ecuación aunque sólo es un resultado teórico:

$$Q_h = mRT_h \ln\left(\frac{V_D}{V_C}\right) \quad \& \quad Q_k = -mRT_k \ln\left(\frac{V_D}{V_C}\right) \quad (2.9)$$

$$\eta = -\frac{W_{net}}{Q_h} = \frac{T_h - T_k}{T_h} \quad (2.10)$$

Donde Q_h es el calor de entrada al espacio caliente y Q_k es el calor desechado por el al espacio frío, y W_{net} es el trabajo neto por ciclo.

2.6 ANÁLISIS ISOTÉRMICO DEL MOTOR STIRLING

En este análisis, los procesos de compresión y expansión son asumidos como isotérmicos. Esta hipótesis conduce a un procedimiento bastante simple pero teórico, el cual no se cumple cabalmente en la práctica ya que, produce una solución de forma cerrada y no predice el ciclo real, se puede utilizar como un buen comienzo para una predicción más realista.

Las fórmulas para el estudio termodinámico del motor utilizado a lo largo del marco teórico fueron basadas en el libro “Stirling cycle engine Analysis (*Urieli & Berchowitz, 1984*)”.

El modelo isotérmico es considerado como la figura a continuación:

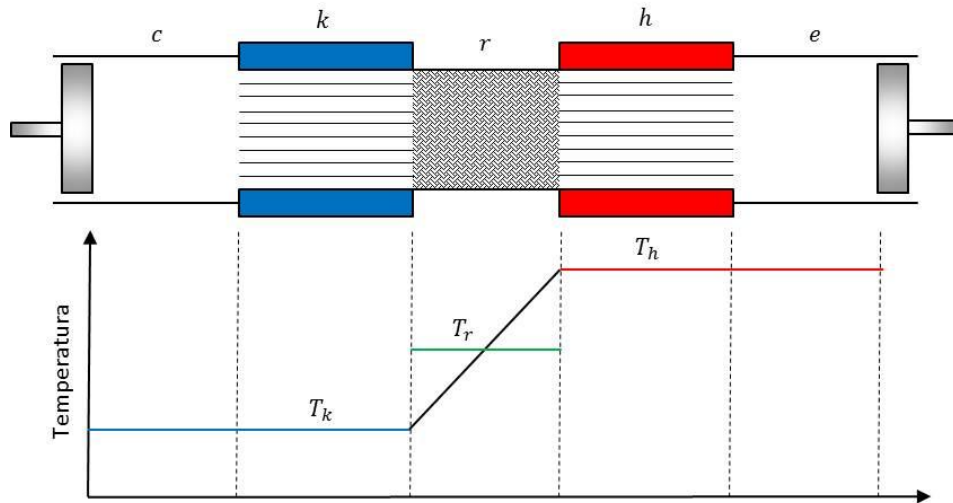


Figura 2.5 Esquema del motor Stirling isotérmico con diagrama de distribución de temperatura

Se observa que el gas en el espacio de compresión y en el enfriador posee temperatura igual y constante a la del sumidero y el gas en el espacio de expansión y en el calentador posee temperatura igual y constante a la de la fuente de calor, por ello estas partes poseen una perfecta efectividad incluyendo al regenerador. Esto hace posible generar varias ecuaciones simples para determinar la presión de gas en función de los cambios de volúmenes y así predecir el comportamiento motor, en especial la potencia generada. Se supone que los volúmenes de los espacios de trabajo varían sinusoidalmente con el fin de obtener soluciones cerradas.

El motor es considerado como cinco componentes conectados entre sí, se muestran enumerados a continuación en el orden respectivo:

1. Espacio de compresión c .
2. Intercambiador de baja temperatura o enfriador k .
3. Regenerador r .
4. Intercambiador de alta temperatura o calentador h .
5. Espacio de expansión e .

Cada componente es considerado como una entidad homogénea, el gas en los mismos es representado por su masa instantánea m , temperatura absoluta T , volumen V y presión p y con el sufijo c, k, r, h, e para identificar la entidad específica.

El punto de partida del análisis recae en que la masa total de gas en el motor es constante, entonces:

$$M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e \quad (2.11)$$

Substituyendo en la ecuación de gas ideal denotada por:

$$m = \frac{pV}{RT} \quad (2.12)$$

Se obtiene el siguiente enunciado:

$$M = \frac{p \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)}{R} \quad (2.13)$$

En el análisis el regenerador tiene un perfil lineal de temperatura el cual es limitado entre la temperatura de baja y de alta a lo largo de su longitud L_r . Se define T_r como la temperatura media, así se tiene la siguiente imagen:

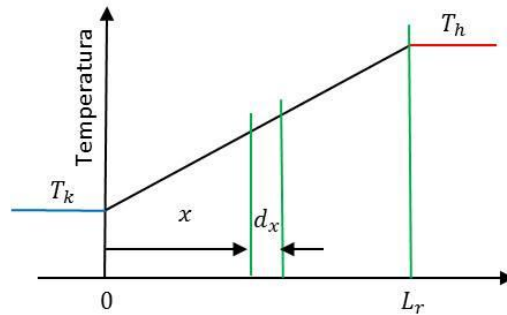


Figura 2.6 Perfil de temperatura lineal del regenerador

De acuerdo a la figura se tiene que:

$$T_{(x)} = \frac{(T_h - T_k)x}{L_r} + T_k \quad (2.14)$$

Para la masa en el regenerador m_r :

$$m_r = \int_0^{V_r} \rho dV_r \quad (2.15)$$

Usando la ecuación de gas ideal, diferencial de volumen y volumen del regenerador:

$$p = \rho RT$$

$$dV_r = A_r dx \quad (2.16)$$

$$V_r = A_r L_r \quad (2.17)$$

Entonces:

$$m_r = \frac{V_r p}{R} \int_0^{V_r} \frac{1}{(T_h - T_k)x + T_k L_r} dx = \frac{V_r p \ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{R(T_h - T_k)} \quad (2.18)$$

Ahora el valor medio de la temperatura del regenerador puede ser definido así:

$$T_r = \frac{(T_h - T_k)}{\ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)} \quad (2.19)$$

En consecuencia teniendo la variación de V_c y V_e , es posible resolver la próxima ecuación de presión en función de V_c y V_e :

$$p = \frac{MR}{\left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h}\right)} \quad (2.20)$$

En otras palabras indica los cambios de presión de acuerdo con los volúmenes de expansión y compresión según la variación del ángulo del eje motriz.

El trabajo neto en un ciclo es el resultado de resolver la integral cíclica de $p dV$, en los 360° que posee un giro completo del eje.

$$W_{net} = W_e + W_c = \oint p dV_c + \oint p dV_e = \oint p \left(\frac{dV_c}{d\theta} + \frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta \quad (2.21)$$

Como se observó en la **Figura 2.5**, el motor se redujo a una serie de cámaras conectadas entre sí, una cámara generalizada es mostrada en la próxima figura y esta puede ser asumida como un intercambiador de calor o el espacio de un pistón.

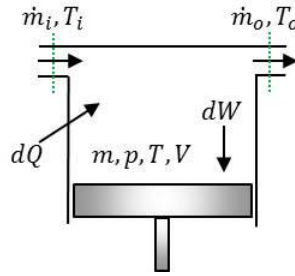


Figura 2.7 Cámara de motor generalizada

La entalpía es transportada hacia la cámara por medio del flujo de masa y temperatura de entrada ($\dot{m}_i$ y T_i respectivamente), y es expulsada por medio del flujo de masa y temperatura de salida ($\dot{m}_o$ y T_o respectivamente).

El principio de la ecuación de energía para el gas dentro de una celda generalizada es:

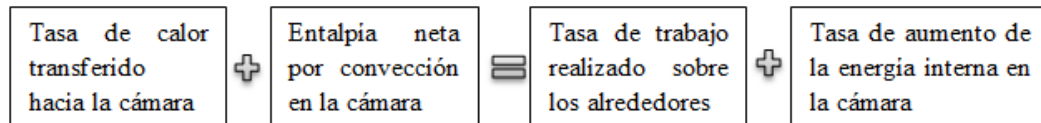


Figura 2.8 Principio de la ecuación de energía para el gas dentro de una celda generalizada

Se sabe que en un gas ideal la entalpía h y la energía interna u son funciones solo de la temperatura:

$$h = c_p T \quad (2.22)$$

$$u = c_v T \quad (2.23)$$

Donde C_p y C_v son las capacidades caloríficas del gas a presión constante y volumen constante respectivamente.

Con la sustitución en el principio de la ecuación de energía para el gas dentro de una celda generalizada se obtiene lo siguiente:

$$dQ + (\dot{m}_i C_p T_i - \dot{m}_o C_p T_o) = dW + C_v d(mT) \quad (2.24)$$

Esta expresión es conocida como la forma clásica de la ecuación de energía para flujo no estable, en el cual los términos la energía potencial y la energía cinética se declaran como despreciables.

En el modelo isotérmico se tiene la misma temperatura tanto a la entrada como a la salida, la diferencia del flujo de masa es igual a la tasa de acumulación de masa dentro de la cámara:

$$T_i = T_o = T \quad (2.25)$$

$$\dot{m}_i - \dot{m}_o = dm \quad (2.26)$$

$$C_p - C_v = R \quad (2.27)$$

Sustituyendo en la ecuación de energía, se obtiene una forma simplificada de la misma:

$$dQ = dW - RT dm \quad (2.28)$$

El calor neto transferido al fluido de trabajo en un ciclo Q , es obtenido mediante la integración de dQ . Sin embargo, como se asumió un estado de cuasi equilibrio, la variación de masa del gas es cero para cada celda.

Para los espacios de compresión y expansión se tiene:

$$Q_c = W_c \quad (2.29)$$

$$Q_e = W_e \quad (2.30)$$

Y como es de esperarse, para los espacios de los intercambiadores de calor como ningún trabajo es realizado, se deduce que:

$$Q_k = 0 \quad (2.31)$$

$$Q_h = 0 \quad (2.32)$$

$$Q_r = 0 \quad (2.33)$$

Este resultado bastante sorprendente implica que los intercambiadores de calor en el motor Stirling son redundantes ya que, la transferencia de calor se realiza a través de las paredes del espacio de expansión y compresión. Esta aparente paradoja es el resultado directo de la definición del modelo isotérmico donde los espacios de expansión y compresión se mantienen respectivamente a la temperatura del calentador y del enfriador. Esto no puede ser correcto porque las paredes del cilindro no son diseñados para la transferencia de calor. En las máquinas reales los espacios de compresión y expansión tienden a ser adiabáticos en vez de isotérmicos, lo que implica que el calor transferido en el ciclo debe ser a través de los intercambiadores de calor.

Las siguientes ecuaciones son las de mayor relevancia para esta etapa del proyecto: (2.10), (2.20) y (2.21).

Para resolver estas ecuaciones se necesita la variación de los volúmenes V_c y V_e así como las respectivas derivadas dV_c y dV_e con respecto al ángulo del eje motriz θ , las cuales son deducidas mediante el análisis de Schmidt como se muestra a continuación.

2.6.1 Análisis de Schmidt

Este se utiliza para determinar la variación de los volúmenes de los espacios de trabajos en función del ángulo del eje cigüeñal. La base de esta teoría se observa en la siguiente imagen:

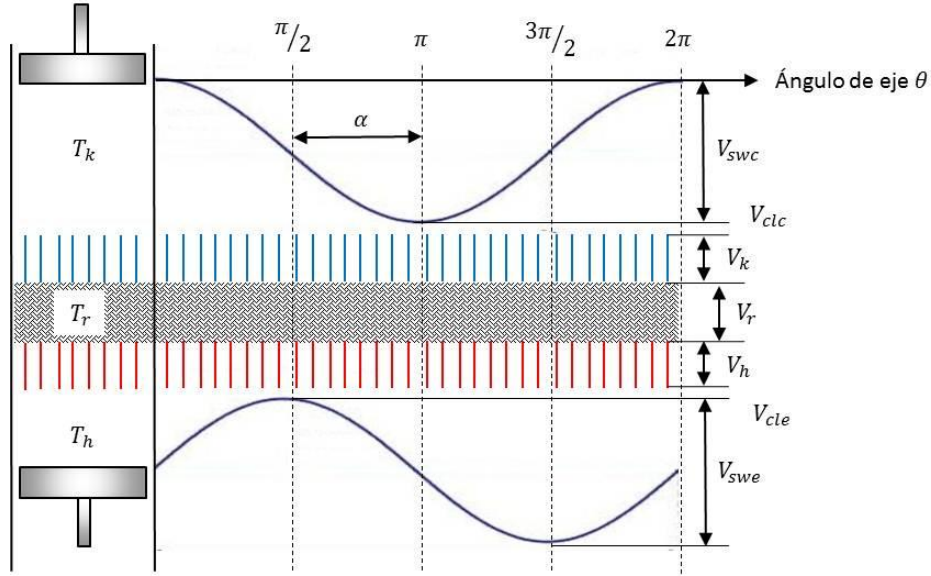


Figura 2.9 Variación del volumen en un motor Stirling

Se asume un movimiento sinusoidal y se tiene:

$$V_c = V_{clc} + \frac{V_{swc}(1 + \cos \theta)}{2} \quad (2.34)$$

$$V_e = V_{cle} + \frac{V_{swe}(1 + \cos(\theta + \alpha))}{2} \quad (2.35)$$

Donde V_{clc} y V_{swc} es espacio de holgura y volumen de barrido del pistón del lado de baja temperatura, mientras que V_{cle} y V_{swe} es espacio de holgura y volumen de barrido del pistón del lado de alta temperatura. Sustituyendo V_c y V_e en la ecuación de presión:

$$p = \frac{MR}{\left(s + \left(\frac{V_{swe} \cos \alpha}{2T_h} + \frac{V_{swc}}{2T_k}\right) \cos \theta - \left(\frac{V_{swe} \sin \alpha}{2T_h}\right) \sin \theta\right)} \quad (2.36)$$

Dónde:

$$s = \frac{V_{swc}}{2T_k} + \frac{V_{clc}}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_{cle}}{T_h} + \frac{V_{swe}}{2T_h} \quad (2.37)$$

Para simplificar la ecuación de presión se realiza una substitución trigonométrica de β y c , definida por el siguiente triangulo rectángulo:

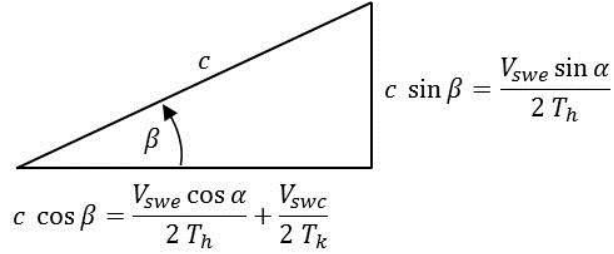


Figura 2.10 Triangulo rectángulo para substitución trigonométrica

Los valores de β y c se muestran a continuación:

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{\frac{V_{swe} \sin \alpha}{T_h}}{\frac{V_{swe} \cos \alpha}{T_h} + \frac{V_{swc}}{T_k}} \right) \quad (2.38)$$

$$c = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{V_{swe}}{T_h} \right)^2 + \left(\frac{V_{swc}}{T_k} \right)^2 + 2 \frac{V_{swe}}{T_h} \frac{V_{swc}}{T_k} \cos \alpha} \quad (2.39)$$

Asumiendo:

$$\varphi = \theta + \beta \quad (2.40)$$

$$b = \frac{c}{s} \quad (2.41)$$

La presión queda representada por:

$$p = \frac{MR}{s(1 + b \cos \varphi)} \quad (2.42)$$

La presión promedio del ciclo es muy importante y es uno de los parámetros principales del motor, viene dada por:

$$p_{mean} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} p d\varphi = \frac{MR}{2\pi s} \int_0^{2\pi} \frac{1}{1 + b \cos \varphi} d\varphi \quad (2.43)$$

Resolviendo la integral se reduce a:

$$p_{mean} = \frac{MR}{s\sqrt{1-b^2}} \quad (2.44)$$

Esta ecuación es la manera más conveniente de relacionar la masa total del fluido y la presión promedio de operación.

El trabajo neto es la suma del trabajo realizado por los espacios de compresión y de expansión, sobre un ciclo completo:

$$Q_e = W_e = \int_0^{2\pi} \left(p \frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta \quad (2.45)$$

$$Q_c = W_c = \int_0^{2\pi} \left(p \frac{dV_c}{d\theta} \right) d\theta \quad (2.46)$$

$$W = W_c + W_e \quad (2.47)$$

Las derivadas de los volúmenes son obtenidas diferenciando V_c y V_e como sigue:

$$\frac{dV_e}{d\theta} = -\frac{1}{2} V_{swe} \sin \theta \quad (2.48)$$

$$\frac{dV_c}{d\theta} = -\frac{1}{2} V_{swc} \sin(\theta + \alpha) \quad (2.49)$$

Substituyendo estas y la ecuación de presión en las ecuaciones para los trabajos se obtiene:

$$W_c = \frac{-V_{swc}MR}{2s} \int_0^{2\pi} \frac{\sin \theta}{1 + b \cos(\beta + \theta)} d\theta \quad (2.50)$$

$$W_e = \frac{-V_{swe}MR}{2s} \int_0^{2\pi} \frac{\sin(\theta + \alpha)}{1 + b \cos(\beta + \theta)} d\theta \quad (2.51)$$

La solución de estas integrales requiere un uso minucioso de las tablas de integración y así se alcanza las siguientes ecuaciones:

$$W_c = \frac{\pi V_{swc} p_{mean} \sin \beta (\sqrt{1 - b^2} - 1)}{b} \quad (2.52)$$

$$W_e = \frac{\pi V_{swc} p_{mean} \sin(\beta - \alpha) (\sqrt{1 - b^2} - 1)}{b} \quad (2.53)$$

La eficiencia está dada por:

$$\eta = \frac{W}{Q_e} = 1 - \frac{T_k}{T_h} \quad (2.54)$$

Las siguientes ecuaciones son las de mayor relevancia para esta etapa del proyecto: (2.34), (2.35), (2.47), (2.52), (2.53) y (2.54)

2.7 ANÁLISIS ADIABÁTICO

Como ya se mencionó, las paredes de los cilindros no son diseñados para la transferencia de calor. En las máquinas reales los espacios de trabajo tienden a ser adiabático en lugar de isotérmicos, lo que implica que la transferencia de calor es realizada necesariamente por los intercambiadores de calor. Por ello se considera un modelo alternativo para el estudio del motor Stirling: el modelo adiabático.

En la **Figura 2.11** se define la nomenclatura para el modelo adiabático. Se tiene los sufijos c, k, r, h, e , para representar las cinco cámaras, y los doble sufijos ck, kr, rh, he , representando las cuatro interfaces entre las cámaras.

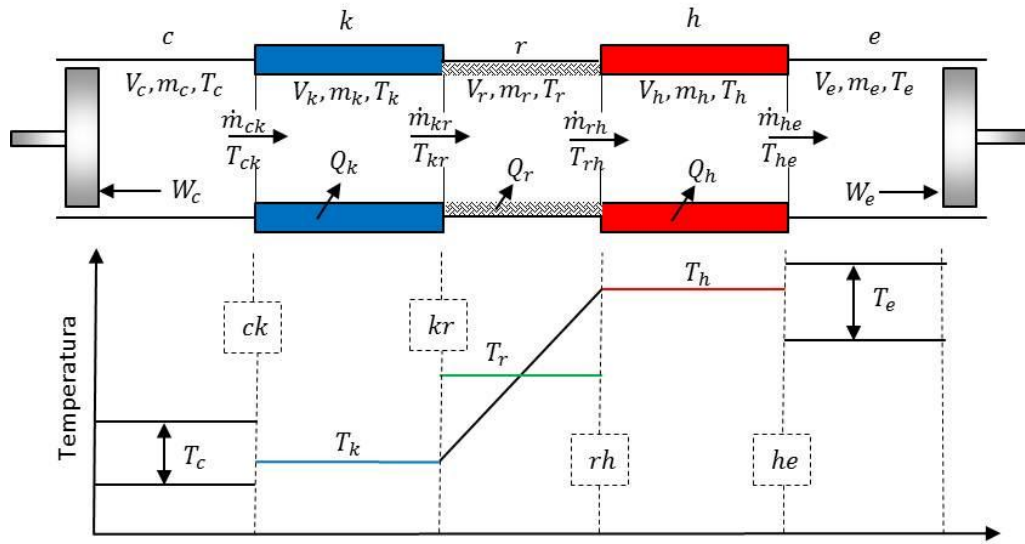


Figura 2.11 Esquema del motor Stirling adiabático con diagrama de distribución de temperatura

Como se observa la entalpía es transportada a través de las interfaces en término de flujo de masa y temperatura aguas arriba, las flechas sobre las interfaces representan el sentido positivo del flujo arbitrariamente definido desde el espacio de compresión hacia el espacio de expansión.

Las temperaturas en el espacio de compresión y expansión no son constantes y varían debido a la compresión y expansión adiabáticas. Entonces el flujo de masa m_{ck} y m_{he} en las secciones transversales tienen condiciones de entalpía especiales relacionados con la condición adyacente, las temperaturas de estos puntos dependen de la dirección del flujo:

$$\text{Si } \dot{m}_{ck} > 0 \text{ entonces } T_{ck} = T_c \text{ además } T_{ck} = T_k \quad (2.55)$$

$$\text{Si } \dot{m}_{he} > 0 \text{ entonces } T_{he} = T_h \text{ además } T_{he} = T_e \quad (2.56)$$

En este análisis se asumen los siguientes 5 enunciados:

1. El motor trabaja a velocidad de giro constante por lo que el tiempo y el ángulo de giro son proporcionales entre sí.
2. No existe caída de presión debido a la resistencia del fluido, así a cada

instante la presión es constante en los diferentes espacios.

3. No existe fugas del gas, por lo que la masa es constante.
4. Los procesos de expansión y compresión son adiabáticos y la variación de temperatura por el ángulo del cigüeñal es uniforme a cada instante.
5. Las condiciones del calentador y enfriador son perfectas y mantienen su temperatura constante.

Para comenzar el análisis un volumen de control es considerado para cada espacio. A continuación la forma clásica de la ecuación de energía:

$$dQ + (\dot{m}_i c_p T_i - \dot{m}_o c_p T_o) = dW + c_v d(mT) \quad (2.57)$$

Se asume que el gas de trabajo para el motor Stirling es ideal ya que, este se encuentra alejado del punto crítico, entonces:

$$pV = mRT \quad \therefore \quad \frac{dP}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T} \quad (2.58)$$

$$M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e \quad (2.59)$$

$$M = \frac{p \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)}{R} \quad (2.60)$$

Al diferenciar la ecuación de la masa se tiene:

$$dm_c + dm_k + dm_r + dm_h + dm_e = 0 \quad (2.61)$$

Para los intercambiadores de calor ya que, los respectivos volúmenes y temperaturas son constantes, la forma diferencial de la ecuación de estado se reduce a:

$$\frac{dP}{p} = \frac{dm}{m} \quad \therefore \quad dm = \frac{mdp}{p} = \frac{Vdp}{RT} \quad (2.62)$$

Sustituyendo la ecuación anterior en la ecuación de la masa se obtiene:

$$dm_c + dm_e + \frac{dp \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)}{R} = 0 \quad (2.63)$$

Se desea eliminar dm_c y dm_e en esta ecuación, a fin de obtener una ecuación explícita en dp . Se considera el siguiente espacio de compresión adiabático $dQ_c = 0$:

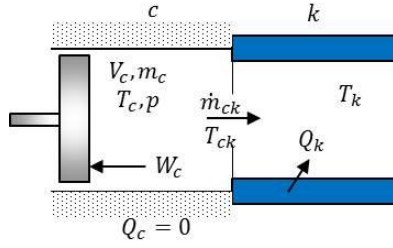


Figura 2.12 Espacio de compresión adiabático

Aplicando la ecuación de energía para este espacio resulta:

$$-c_p T_{ck} \dot{m}_{ck} = dW_c + c_v d(T_c m_c) \quad (2.64)$$

Por la continuidad del flujo:

$$dm_c = \dot{m}_{ck} \quad (2.65)$$

$$dW_c = p dV_c \quad (2.66)$$

Entonces:

$$-c_p T_{ck} dm_c = p dV_c + c_v d(T_c m_c) \quad (2.67)$$

Considerando:

1. $pV_c = m_c RT_c$
2. $c_p - c_v = R$
3. $c_p/c_v = \gamma$

Se obtiene la siguiente expresión y posterior a esta de manera similar se genera la expresión para el espacio de expansión:

$$dm_c = \frac{pdV_c + \frac{V_c dp}{\gamma}}{RT_{ck}} \quad (2.68)$$

$$dm_e = \frac{pdV_e + \frac{V_e dp}{\gamma}}{RT_{he}} \quad (2.69)$$

Ahora sustituyendo dm_c y dm_e , al simplificar resulta para la presión:

$$dp = \frac{-\gamma p \left(\frac{dV_c}{T_{ck}} + \frac{dV_e}{T_{he}} \right)}{\left[\frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}} \right]} \quad (2.70)$$

De la forma diferencia de la ecuación de estado anterior se produce las relaciones para dT_c y dT_e como sigue:

$$dT_c = T_c \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_c}{V_c} - \frac{dm_c}{m_c} \right) \quad (2.71)$$

$$dT_e = T_e \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_e}{V_e} - \frac{dm_e}{m_e} \right) \quad (2.72)$$

Aplicando la ecuación de energía anterior a cada uno de los intercambiadores de calor donde $dW = 0$ con $T = \text{constante}$ y sustituyendo por la ecuación de estado del intercambiador de calor se obtiene la siguiente ecuación generalizada:

$$dQ + (\dot{m}_i c_p T_i - \dot{m}_o c_p T_o) = \frac{V dp c_v}{R} \quad (2.73)$$

Ahora para los 3 intercambiadores de calor: el enfriador, el regenerador y el calentador respectivamente:

$$dQ_k = \frac{V_k dp c_v}{R} - c_p (T_{ck} \dot{m}_{ck} - T_{kr} \dot{m}_{kr}) \quad (2.74)$$

$$dQ_r = \frac{V_r dp c_v}{R} - c_p (T_{kr} \dot{m}_{kr} - T_{rh} \dot{m}_{rh}) \quad (2.75)$$

$$dQ_h = \frac{V_h dp c_v}{R} - c_p(T_{rh}\dot{m}_{rh} - T_{he}\dot{m}_{he}) \quad (2.76)$$

Se nota que los intercambiadores de calor son isotérmicos y el regenerador es ideal, entonces $T_{kr} = T_k$ y $T_{rh} = T_h$. Finalmente el trabajo realizado en el espacio de compresión y expansión viene dado por:

$$W = W_c + W_e \quad (2.77)$$

$$dW = dW_c + dW_e \quad (2.78)$$

$$dW_c = p dV_c \quad (2.79)$$

$$dW_e = p dV_e \quad (2.80)$$

El grupo final de las ecuaciones diferenciales y algebraicas requeridas para obtener la solución del ciclo se muestran a continuación, con su respectiva propiedad asociada:

1. Presión:

$$p = \frac{MR}{\left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h}\right)}; dp = \frac{-\gamma p \left(\frac{dV_c}{T_{ck}} + \frac{dV_e}{T_{he}}\right)}{\left[\frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h}\right) + \frac{V_e}{T_{he}}\right]}$$

2. Masa:

$$m_c = \frac{pV_c}{RT_c}; m_k = \frac{pV_k}{RT_k}; m_r = \frac{pV_r}{RT_r}; m_h = \frac{pV_h}{RT_h}; m_e = \frac{pV_e}{RT_e}$$

3. Acumulaciones de masa:

$$dm_c = \frac{p dV_c + \frac{V_c dp}{\gamma}}{RT_{ck}}; dm_e = \frac{p dV_e + \frac{V_e dp}{\gamma}}{RT_{he}}; dm_k = \frac{m_k dp}{p}; dm_r = \frac{m_r dp}{p}; dm_h = \frac{m_h dp}{p}$$

4. Flujo de masa:

$$\dot{m}_{ck} = -dm_c; \dot{m}_{he} = -dm_e; \dot{m}_{kr} = \dot{m}_{ck} - dm_k; \dot{m}_{rh} = \dot{m}_{he} + dm_h$$

5. Temperaturas condicionales:

$$Si \ \dot{m}_{ck} > 0 \ \text{entonces} \ T_{ck} = T_c \ \text{además} \ T_{ck} = T_k$$

Si $\dot{m}_{he} > 0$ entonces $T_{he} = T_h$ además $T_{he} = T_e$

6. Temperatura:

$$dT_c = T_c \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_c}{V_c} - \frac{dm_c}{m_c} \right); dT_e = T_e \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_e}{V_e} - \frac{dm_e}{m_e} \right)$$

7. Calor:

$$dQ_k = \frac{V_k dp c_v}{R} - c_p (T_{ck} \dot{m}_{ck} - T_{kr} \dot{m}_{kr}); dQ_r = \frac{V_r dp c_v}{R} - c_p (T_{kr} \dot{m}_{kr} - T_{rh} \dot{m}_{rh});$$

$$dQ_h = \frac{V_h dp c_v}{R} - c_p (T_{rh} \dot{m}_{rh} - T_{he} \dot{m}_{he})$$

8. Trabajo:

$$W = W_c + W_e; dW = dW_c + dW_e; dW_c = p dV_c; dW_e = p dV_e$$

Como se observa existen 22 variables y 16 derivadas que deben ser resueltas sobre un ciclo completo. Para hacer esto esas ecuaciones son consideradas como ecuaciones diferenciales ordinarias y son integradas sobre una condición de “flujo cuasi estático” junto a la utilización de métodos numéricos. Estas ecuaciones se deben formular como un problema de valor inicial, en este tipo de problemas el valor inicial de las variables son conocidos y realiza la integración sobre intervalos específicos empezando con los valores iniciales antes nombrados. El mejor método para estas ecuaciones es el método de cuarto orden *Runge – Kutta*, conocido como *rk4*.

De hecho el análisis adiabático no es un problema de valor inicial sino un problema de valor límite. Los valores iniciales de T_e y T_c son desconocidos pero si se conoce que sus valores son los mismos al inicio de cada ciclo. Usando este argumento, las ecuaciones son evaluadas como un problema de valor inicial considerando valores iniciales arbitrarios, entonces la integración es desarrollada por varios ciclos hasta obtener una condición de estado estacionario.

Todos estos cálculos son realizados por el programa MatlabTM el cual crea una matriz con 22 filas representando cada variable y 37 columnas para los resultados obtenidos para cada 10° (de 0° a 360°). Las variables obtenidas mediante este

programa son las siguientes:

$$T_c, T_e, Q_k, Q_r, Q_h, W_c, W_e, W_{net}, p, V_c, V_e, m_c, m_k, m_r, m_h, m_e, \\ T_{ck}, T_{he}, \dot{m}_{ck}, \dot{m}_{kr}, \dot{m}_{rh}, \dot{m}_{he}$$

2.8 ANÁLISIS SIMPLE

Después de que se hace el análisis adiabático ideal, se analiza la transferencia de calor por los tres intercambiadores de calor para optimizar el diseño. Como se ha explicado antes, se transfiere calor al gas de trabajo en el calentador, luego se almacena y se recupera en el regenerador y se transfiere al disipador de calor en el enfriador. El mecanismo de transferencia de calor principal en todos estos procesos es la transferencia de calor por convección forzada ya que, es debido al movimiento del cigüeñal.

Para minimizar el espacio muerto del motor, los intercambiadores de calor deben ser diseñados muy compactos pero eficientes. Por lo tanto, están diseñados como una malla de alambres para ser capaz de mantener el calor. Esto aumenta la fricción y como resultado es necesaria una fuerza mecánica adicional para transportar el gas de trabajo a través de los intercambiadores de calor. Esta reducción en la potencia de salida se denomina como "pérdida de bombeo".

Analizar este efecto es muy complejo y depende de muchos factores. Por lo que se utiliza resultados experimentales como medio para hacer un análisis simple. Al igual que el análisis adiabático se supone a un flujo cuasi estático. (*Urieli & Berchowitz, 1984*)

2.8.1 Parámetros de diseño

Antes de considerar los intercambiadores de calor, los parámetros que se usan en los cálculos se definen a continuación.

2.8.1.1 Diámetro hidráulico

En los intercambiadores de calor, la zona interior que está en contacto con el gas

de trabajo se denomina "zona húmeda". La relación de esta área y el volumen vacío del intercambiador de calor se conoce como "diámetro hidráulico".

$$d = \frac{4V_v}{A_{wg}} \quad (2.81)$$

Para tubos circulares homogéneos el diámetro hidráulico es igual al diámetro de la tubería.

2.8.1.2 Número de Reynolds

El valor de este número indica la condición del flujo (laminar o turbulento). El régimen de flujo tiene un impacto directo en el coeficiente de transferencia de calor y el factor de fricción, entonces el número de Reynolds es la variable principal para determinar estos dos factores.

$$Re = \frac{\rho u d}{\mu} \quad (2.82)$$

En esta ecuación:

$$\rho = \text{densidad del fluido} \quad u = \text{velocidad del fluido}$$

$$\mu = \text{viscosidad del fluido}$$

2.8.1.3 Número de Stanton

El número de Stanton es un factor importante para presentar la transferencia de calor por convección.

$$St = \frac{h}{c_p \rho u} \quad (2.83)$$

2.8.1.4 Número de unidades de transferencia (NTU)

Éste es un método para evaluar la transferencia de calor en los intercambiadores, que se usa cuando las temperaturas reales de entrada y salida del intercambiador son desconocidas. Una ecuación puede ser escrita para *NTU* como una función de la dimensión del intercambiador de calor y el número de Stanton:

$$NTU = \frac{hA_{wg}}{c_p \rho u A} = \frac{StA_{wg}}{A} \quad (2.84)$$

2.8.1.5 Número de Prandtl

El número de Prandtl muestra la relación de la viscosidad cinemática y la difusividad térmica. Los fluidos que tienen un número de Prandtl próximo a la unidad pueden usarse para relacionar la fricción del flujo con la transferencia de calor. En el motor Stirling, considerando los tipos de gas de trabajo y el rango de temperatura de 300 K a 1000 K el valor de 0,7 es aceptable para este número.

$$Pr = \frac{0.46Re^{-4}}{St} \quad (2.85)$$

2.8.1.6 Número de Nusselt

El número de Nusselt es un reemplazo para el número de Stanton que presenta la información de transferencia de calor. De hecho, es la relación de transferencia de calor por convección y conducción a través de la frontera, se puede obtener de forma gráfica en términos de Reynolds y el número de Prandtl. La fórmula principal es:

$$Nu = \frac{hd}{k} \quad (2.86)$$

El número de Nusselt se puede definir como una función de los números de Stanton, Reynolds y Prandtl:

$$Nu = St Pr Re \quad (2.87)$$

Con la definición de los parámetros de diseños es posible analizar por separado cada intercambiador de calor como sigue.

2.8.2 Regenerador

La estructura del regenerador para este proyecto es tubular, y se muestra las características generales de este tipo:

d_o : Diámetro externo

d_i : Diámetro interno

N : Número de tubos

Área de la pared de alojamiento del regenerador:

$$A_w = \frac{N\pi(d_o^2 - d_i^2)}{4} \quad (2.88)$$

Área de matriz regenerador:

$$A_m = \frac{N\pi d_i^2}{4} \quad (2.89)$$

El interior del regenerador se puede hacer con una matriz de malla, matriz de lámina o sin matriz. El área de flujo libre del regenerador A , área húmeda A_{wg} y el diámetro se calcula en diferentes formas para cada una de estas estructuras.

Para el motor que se está construyendo se seleccionó por razones de facilidad adquisición y costo, un regenerador con matriz de malla, el cual consiste en una malla de alambres. Si po es la porosidad de la matriz, d_w es el diámetro del alambre y L_r es la longitud del regenerador, entonces:

$$A = A_m po \quad (2.90)$$

$$d = d_w \frac{po}{1 - po} \quad (2.91)$$

$$A_{wg} = \frac{4AL_r}{d} + \pi L_r d_i \quad (2.92)$$

2.8.2.1 El rendimiento del regenerador

Es descrito por el término *efectividad* (ε). Cuando el gas fluye desde el intercambiador de alta al intercambiador de baja o viceversa se conoce como “golpe”. La calidad del regenerador se define generalmente sobre una base de entalpía en términos de una efectividad del regenerador ε de la siguiente manera:

$$\varepsilon = \frac{\text{cambio de entalpia del gas actual en un golpe}}{\text{cambio de entalpia máxima teórica en un golpe}}$$

La eficiencia térmica del ciclo Ideal adiabático (sufijo *i*) se da en términos de los valores de energía acumulada al final del ciclo por:

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{hi}} = \frac{Q_{hi} + Q_{ki}}{Q_{hi}} \quad (2.93)$$

Donde:

Q_{ki} = calor enfriador ideal

Q_{hi} = calor calentador ideal

Q_{ri} = calor regenerador ideal

Ahora, para un sistema que tiene un regenerador no ideal, durante el golpe cuando el gas de trabajo fluye desde el enfriador al calentador, a la salida del regenerador tendrá una temperatura inferior a la del calentador. Esto dará como resultado más calor que se suministra externamente sobre el ciclo por el calentador y puede ser escrito cuantitativamente como sigue:

$$Q_h = Q_{hi} + Q_{ri}(1 - \varepsilon) \quad (2.94)$$

De manera similar, cuando el gas de trabajo fluye desde el calentador al enfriador, a continuación, una carga de refrigeración adicional se suma en el enfriador, como sigue:

$$Q_k = Q_{ki} - Q_{ri}(1 - \varepsilon) \quad (2.95)$$

La eficiencia térmica del motor real está dado por:

$$\eta = \frac{W}{Q_h} = \frac{Q_h + Q_k}{Q_h} \quad (2.96)$$

Sustituyendo Q_h , Q_k , y η_i de las ecuaciones anteriores obtenemos:

$$\eta = \frac{\eta_i}{1 + \left(\frac{Q_{ri}}{Q_{hi}}\right)(1 - \varepsilon)} \quad (2.97)$$

2.8.2.2 Evaluación de la efectividad del regenerador

Ahora se analiza la efectividad del regenerador en términos del perfil de temperatura de las corrientes de gas "caliente" y "frío" con respecto a la matriz del regenerador. Se supone una diferencia de temperatura ΔT igual en el lado caliente y el frío, y los perfiles de temperatura lineales, lo que conduce a la definición de efectividad ε del regenerador en términos de temperaturas, tal como se muestra:

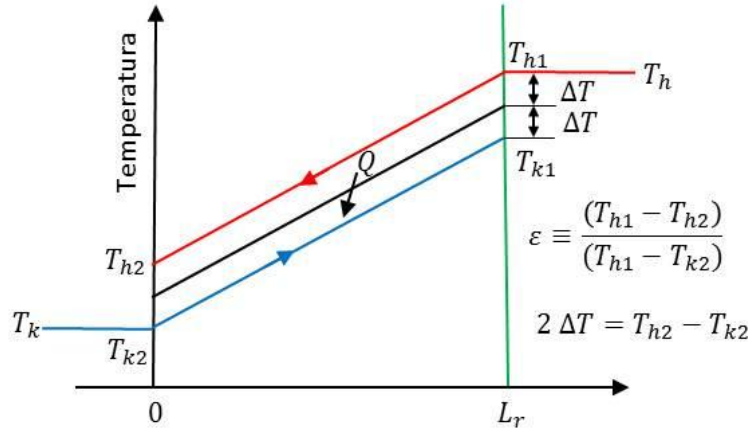


Figura 2.13 Perfil de temperatura en el regenerador

Combinando las dos ecuaciones en la figura, se obtiene:

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(1 + \frac{2 \Delta T}{T_{h1} - T_{h2}}\right)} \quad (2.98)$$

Ahora a partir de consideraciones de balance de energía, el cambio de entalpía de la corriente caliente es igual a la transferencia de calor de la corriente caliente a la matriz, y posteriormente de la matriz a la corriente fría, por lo tanto:

$$\dot{Q} = c_p \dot{m} (T_{h1} - T_{h2}) = 2hA_{wg} \Delta T \quad (2.99)$$

Sustituyendo en la ecuación efectividad se obtiene:

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(1 + \frac{c_p \dot{m}}{hA_{wg}}\right)} \quad (2.100)$$

Ahora introducimos el concepto de número de unidades de transferencia NTU :

$$NTU = \frac{hA_{wg}}{C_p \dot{m}} \quad (2.101)$$

Por lo tanto:

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (2.102)$$

El valor NTU es una función que depende del tipo de intercambiador de calor y el tamaño. Es mejor evaluar el regenerador en términos de las propiedades del fluido, de esta manera se puede utilizar el número de Stanton:

$$St = \frac{h}{C_p \rho u} \quad (2.103)$$

Número Stanton se puede conseguir por datos experimentales para diferentes intercambiadores de calor. Podemos escribir NTU utilizando el número de Stanton:

$$NTU = \frac{1}{2} St \left(\frac{A_{wg}}{A} \right) \quad (2.104)$$

2.8.3 Calentador y enfriador

Para la construcción del motor alfa se seleccionaron intercambiadores de calor de ranuras ya que poseen una alta transferencia de calor y el diseño permite su utilización, se debe calcular el diámetro hidráulico que depende de la geometría y dimensiones de cada intercambiador con el fin de incluirlos en los próximos análisis, inicialmente se calcula el área húmeda:

$$A_{wg} = N(w + 2H)l \quad (2.105)$$

Siendo N el número de ranuras, H la profundidad, w su ancho y l su longitud.

Ahora se procede a deducir el volumen vacío dentro del intercambiador con la siguiente fórmula:

$$V_v = NwHl \quad (2.106)$$

Finalmente se sustituyen los valores anteriores en la próxima ecuación:

$$d = \frac{4V_v}{A_{wg}} \quad (2.107)$$

2.8.3.1 Evaluación de la efectividad del enfriador y del calentador

La efectividad de los intercambiadores de calor de alta y de baja temperatura se define como:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (2.108)$$

En la **Figura 2.14** se observa que la temperatura media del gas en el enfriador es más alta que la temperatura de la pared del mismo T_{wk} , similarmente la temperatura media del gas en el calentador es más baja que la temperatura de la pared de este T_{wh} , ya que no son intercambiadores de calor ideales. Como resultado el motor funciona en un intervalo de temperatura más pequeño que tiene un efecto negativo en su rendimiento.

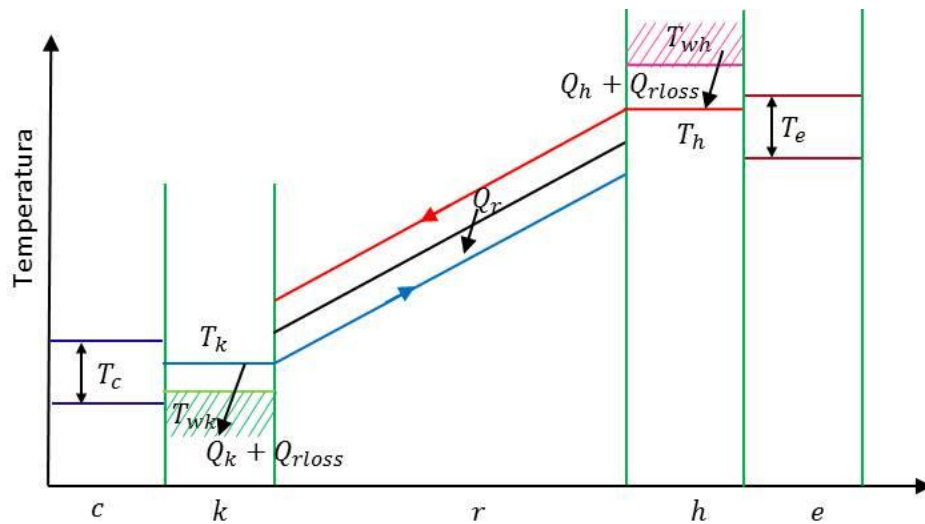


Figura 2.14 Perfil de la temperatura para el análisis de transferencia de calor

La diferencia de temperatura entre el gas y la pared se determina utilizando las ecuaciones de calor por convección de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = hA_{wg}(T_w - T) \quad (2.109)$$

Donde $\dot{Q}$ (J/s) es la tasa de transferencia de calor total incluyendo la pérdida de entalpía neta en el regenerador. Con el fin de reducir las unidades de esta ecuación para el calor neto transferido por ciclo, se dividen ambos lados entre la frecuencia de funcionamiento:

$$Q_k - Q_{rloss} = \frac{h_k A_{wgk}(T_{wk} - T_k)}{fr} \quad (2.110)$$

$$Q_h + Q_{rloss} = \frac{h_h A_{wgh}(T_{wh} - T_h)}{fr} \quad (2.111)$$

Despejando las ecuaciones para evaluar las respectivas temperaturas del gas T_k y T_h se tiene:

$$T_k = T_{wk} - \frac{(Q_k - Q_{rloss}) fr}{(h_k A_{wgk})} \quad (2.112)$$

$$T_h = T_{wh} - \frac{(Q_h + Q_{rloss}) fr}{(h_h A_{wgh})} \quad (2.113)$$

La tasa de flujo másico a través del calentador y enfriador se utiliza para determinar el promedio del número de Reynolds y por lo tanto los coeficientes de transferencia de calor de acuerdo con los métodos de la sección 2.8.1, luego se sustituyen estos valores en las dos ecuaciones anteriores.

Sucesivamente se calcula la pérdida de entalpía en el regenerador Q_{rloss} , en términos de la efectividad mediante la ecuación:

$$Q_{rloss} = \frac{1 - \varepsilon}{Q_{rmax} - Q_{rmin}} \quad (2.114)$$

El algoritmo iterativo solución simple inicia igualando T_k y T_h a las temperaturas

de las paredes de cada intercambiador T_{w_k} y T_{w_h} respectivamente, invoca el análisis adiabático ideal, ya que este arroja los valores de Q_k y Q_h , luego calcula el número de Reynolds y los coeficientes de transferencia de calor, para determinar Q_{rloss} , acto seguido los nuevos valores de T_k y T_h , si estos valores difieren a los valores de temperatura inicial se repite el procedimiento iniciando ahora el análisis con los resultados de la iteración anterior, este bucle se repite hasta que sus valores sucesivos sean esencialmente iguales donde se alcanza la convergencia y se tienen los resultados finales.

2.8.4 Pérdida de bombeo

Para aumentar la transferencia de calor entre los intercambiadores y el gas es necesaria una superficie de contacto de mayor área (conocida como área húmeda), este requisito implica obstrucción del flujo del aire a través de los intercambiadores a causa de la fuerza de fricción generada, lo cual tiene el efecto de reducir la potencia de salida del motor. Esto se conoce como pérdida de bombeo.

Se evalúa la caída de presión a través de los tres intercambiadores, para determinar la reducción del trabajo debido a las pérdidas de bombeo como se muestra:

$$\Delta W = \int_0^{2\pi} \left(\sum_{i=1}^3 \Delta p_i \frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta \quad (2.115)$$

Donde Δp es la caída de presión debido a la fricción del fluido. De acuerdo con la ley de viscosidad de Newton, la tensión de cizallamiento entre dos capas de líquido es proporcional al gradiente de velocidad:

$$\tau = -\mu \frac{du}{dz} \quad (2.116)$$

La viscosidad dinámica evalúa la fricción entre las moléculas del gas y las capas adyacentes en movimiento del fluido. El valor de este parámetro para el motor Stirling varía solo con la temperatura y se puede obtener a partir de la **Figura A- 1**

ubicada en la página 141.

La fuerza de rozamiento F_r está relacionado con el esfuerzo cortante τ como sigue:

$$F_r = \tau A_{wg} \quad (2.117)$$

Se introduce entonces la expresión de “diámetro hidráulico”, explicada en la sección 2.8.1:

$$d = \frac{4V_v}{A_{wg}} \quad (2.118)$$

Sustituyendo en la ecuación de la fuerza se obtiene:

$$F_r = \frac{4\tau V_v}{d} \quad (2.119)$$

Definimos ahora un coeficiente de fricción C_f como el cociente entre la tensión cortante τ y la carga dinámica:

$$C_f = \frac{\tau}{\frac{1}{2}\rho u^2} \quad (2.120)$$

Sustituyendo τ en la ecuación de la fuerza se obtiene la fuerza de fricción en términos del coeficiente de fricción:

$$F_r = \frac{2C_f \rho u^2 V_v}{d} \quad (2.121)$$

Bajo la suposición de un flujo cuasi constante (sin fuerzas de aceleración o desaceleración) la fuerza fricción es igual y opuesta a la fuerza de la caída de presión, por lo tanto:

$$F_r + \Delta p A = 0 \quad (2.122)$$

Donde A es el área de sección transversal. Sustituyendo F_r , la caída de presión Δp está dada por:

$$\Delta p + \frac{2C_f \rho u^2 V_v}{dA} = 0 \quad (2.123)$$

Se advierte que Δp puede ser positivo o negativo, dependiendo de la dirección del flujo. Sin embargo, el segundo término de esta ecuación es siempre positivo, y por tanto la ecuación viola el principio de conservación del impulso en el caso de invertir el flujo. Esto se resuelve definiendo un coeficiente de fricción de Reynolds C_{ref} multiplicando el número de Reynolds por el coeficiente de fricción de la siguiente manera:

$$C_{ref} = C_f Re \quad (2.124)$$

Por definición, el número de Reynolds es siempre positivo, independiente de la dirección del flujo. Así, por último:

$$\Delta p = - \frac{2C_{ref} \mu u V_v}{d^2 A} \quad (2.125)$$

Esta ecuación satisface el principio de conservación del momento, tanto para el flujo positivo y negativo, ya que el signo de Δp está siempre relacionado correctamente con el signo de la velocidad u .

Dado que todos los datos actuales empíricos sobre el coeficiente de fricción se presenta como una función del número de Reynolds. El factor de fricción de Reynolds se puede conseguir de acuerdo con algunos datos experimentales dispuestos en la **Figura A- 2** página 141.

CAPÍTULO 3

Marco metodológico

3.1 TIPO Y NIVEL DE LA INVESTIGACIÓN

Este trabajo de grado será desarrollado en base a una investigación del tipo documental y experimental, la fase preliminar del proyecto será la búsqueda de información existente con respecto al tema, desarrollando así la teoría necesaria para el diseño y la construcción del motor Stirling, el cual será analizado de forma experimental y para la obtención los datos que corroboren y concluyan la investigación. Así mismo el proyecto se enmarca en una investigación explicativa, donde se determinará los factores que afecten el desempeño del motor Stirling en funcionamiento.

3.2 BÚSQUEDA Y ANÁLISIS DE INFORMACIÓN

Actividades

- Se reunirá información y material teórico que permita la realización del proyecto.
- Se analizará y organizará la data con respecto a su relevancia y posible utilidad.

3.3 DEFINICIÓN DE LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR

Se basa en la determinación preliminar de las condiciones que afectan al desempeño del motor Stirling.

Actividades

- Se seleccionará del tipo de motor en función a las exigencias del proyecto, ventajas y desventajas.
- Se determinará el método de captación de energía solar según la temperatura máxima de colección, versatilidad y bajo costo.
- Se especificará el gas de trabajo a utilizar.
- Se establecerá las dimensiones preliminares del diseño, las cuales serán evaluadas para determinar su factibilidad en la próxima etapa.

3.4 SELECCIÓN DEL CONCENTRADOR DE ENERGÍA SOLAR

Se seleccionará el concentrador de energía solar más conveniente para este proyecto.

Actividades

- Se investigará cuáles son los posibles concentradores solares a usar.
- Se comparará y determinará cuál es el más apropiado.
- Se adquirirá el lente para ser usado con el prototipo.

3.5 DISEÑO EN SUS DIFERENTES MANIFESTACIONES

3.5.1 Diseño termodinámico del motor

Se determinará el funcionamiento termodinámico del dispositivo.

Actividades

- Se realizará un proceso iterativo con el programa *MatlabTM*, mediante el uso de módulo desarrollado por la universidad de Ohio (Ohio University), para observar el desempeño del ciclo termodinámico con la variación de los parámetros de entrada.
- Se determinará las variables óptimas de diseño, teniendo como premisa que pueda ser alcanza en la realidad, para poder fabricarse.

3.5.2 Diseño mecánico del motor

Se diseñará dinámica y cinemáticamente los elementos constitutivos del motor.

Actividades

- Diseño mecánico, el cual engloba las características dimensionales, cinemáticas y dinámicas.
- Determinación de materiales más apropiados para cada aplicación.
- Elaboración de planos de todos los componentes y conjunto armado del motor.

3.5.3 Análisis de esfuerzos

En esta etapa se pretende comprobar la resistencia de los componentes del motor para una construcción segura y duradera.

Actividades

- Se definirán las fuerzas que interactúan entre los componentes.
- Se simulará en el programa *ANSYSTM* el estado de esfuerzos para cada punto de estudio.
- Se determinará el factor de seguridad y dimensiones finales de las piezas.

3.6 FABRICACIÓN Y ENSAMBLAJE DEL PROTOTIPO

Constituyen las actividades para la construcción del prototipo, ensamble y puesta a punto

Actividades

- Se buscarán patrocinantes para ayudar en los distintos procesos de fabricación.
- Se investigará y comprará los materiales requeridos y/o disponibles en el mercado.
- Se fabricarán los componentes.
- Se ensamblará y ajustaran las piezas.

3.7 ESPECIFICACIÓN DE COSTO DEL MOTOR

Actividades

- Se buscará el presupuesto más económico y de calidad para la fabricación de las piezas.
- Se anotarán y nombrarán cada costo referido a los materiales y a la mano de obra.

3.8 EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO Y FUNCIONALIDAD

Son las pruebas realizadas para corroborar la relación existente entre los resultados teóricos y los prácticos.

Actividades

- Planteamiento de las variables sometidas a estudios.
- Evaluación del comportamiento y funcionalidad del dispositivo.
- Comparación de resultados entre los teóricos y los prácticos.

CAPÍTULO 4

Resultados

4.1 ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL MOTOR STIRLING

Para obtener los resultados termodinámicos se utiliza el software creado por la universidad de Ohio (Ohio University) y desarrollado en el programa MatlabTM, el cual combina todas las ecuaciones explicadas en el marco teórico para así obtener los resultados de salida de potencia del motor al igual que el calor transferido por los intercambiadores y eficiencia. El programa requiere de entrada los parámetros básicos de funcionamiento al igual que la geometría del motor.

Se realiza una sondeo sobre trabajos previos de investigación y construcción de motor Stirling, los cuales fueron la base para un diseño preliminar, el cual fue adaptado a métodos constructivos y materiales disponibles, hasta obtener la geometría final y parámetros de funcionamientos que pueden ser alcanzado en la realidad.

4.1.1 Lente Fresnel

Se seleccionó un lente fresnel como colector solar por su bajo costo, poco peso y capacidad de resistir en la intemperie. Es adquirido a través proveedor *Green Power Science*TM, donde este certifica las propiedades del lente y recomienda cual tipo de lente es el más apropiado para cada aplicación.

Las especificaciones técnicas del lente adquirido son las siguientes:

Tabla 4.1 Especificaciones técnicas del lente fresnel

Tamaño del lente	1016mm x 712mm
Forma del rayo	Lineal
Tamaño del rayo	102 mm x 25 mm
Distancia focal	737 mm
Temperatura máxima alcanzada	366 °C

4.1.1.1 Base de lente fresnel

La base debe tener la capacidad de ubicar el lente en posición adecuada para alcanzar la máxima temperatura posible, con la finalidad de transmitirle la mayor cantidad de energía térmica al intercambiador caliente del motor Stirling. Esto se logra manteniéndolo a la distancia focal óptima que se encuentra en las especificaciones del fabricante (74 cm), debe permanecer perpendicular a la dirección de los rayos solares para que pueda enfocar la luz adecuadamente.

La inclinación con la que las ondas de radiación (rayos de sol) inciden sobre la superficie que deseamos calentar, determinará la intensidad de energía térmica recibida. Cuanto más oblicuos sean los rayos con respecto a dicha superficie, la energía total que transporte un haz se repartirá sobre un área más extensa por tanto, la intensidad será más débil en cada punto de la misma.

Para lograr efectivamente el propósito del lente fresnel este debe permanecer perpendicular a la dirección de los rayos solares al igual que la superficie a calentar (cara superior del intercambiador de calor), para esto se debe ajustar el ángulo de inclinación " ϕ ", la altura con respecto al suelo " h " y la posición de la base con respecto al motor " X " y " Y " como se observa en la **Figura 4.1**, esto resuelve la problemática de incidencia solar debido al movimiento diario del sol.

Se construyó la base capaz de satisfacer las condiciones exigidas, y se muestra a continuación:

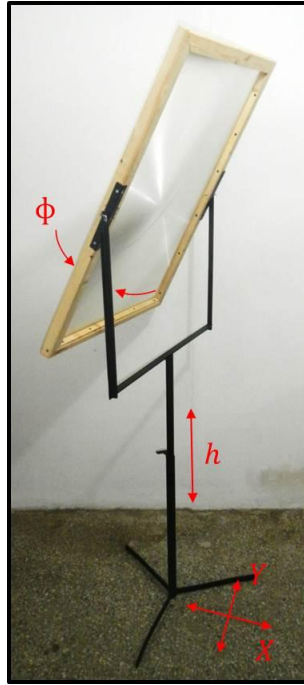


Figura 4.1 Lente Fresnel y base

4.1.2 Parámetros de diseño

Estos son las condiciones y dimensiones finales utilizados por el programa MatlabTM para evaluar el rendimiento termodinámico del motor, como puede observarse en la **Tabla 4.2** en la página 56 y serán explicados a continuación. La **Figura 4.2** muestra el motor y la identificación de cada una de sus partes.

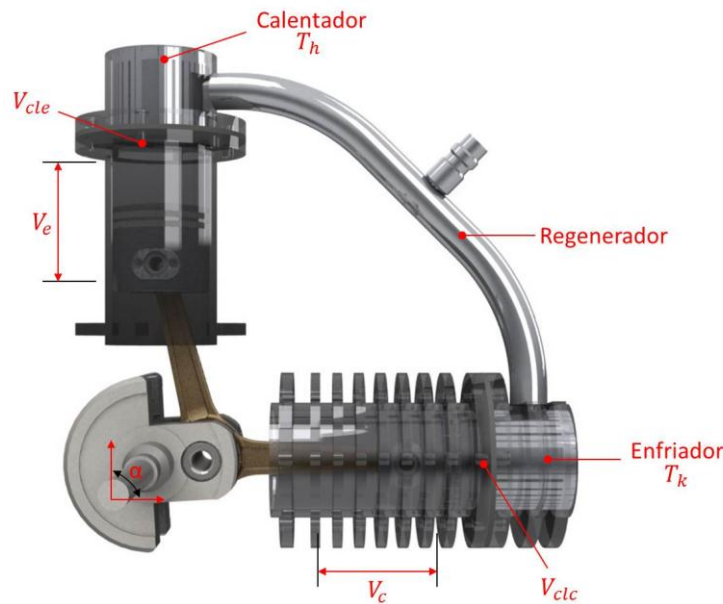


Figura 4.2 Identificación de las partes del motor para estudio termodinámico

4.1.2.1 *Propiedades generales*

Se selecciona una configuración de motor alfa tipo sinusoidal por facilidad de construcción y la simplicidad de análisis, con un ángulo de desfase entre los pistones de 90° , como se recomienda para este tipo de motores. El gas de trabajo es aire, con presión media de 170 KPa , la cual está demostrado experimentalmente que alcanza una potencia adecuada sin necesidad de un sellado de cámara especial.

La temperatura mínima se asume como la temperatura ambiental con un valor 27°C y la temperatura alta es la máxima que puede ser lograda por el lente fresnel, como se explicó con anterioridad, con un valor de 365°C . La velocidad de giro para la diferencia de temperatura existente y los volúmenes de trabajo se asume como 1.800 rpm , tal como los motores *Ross 65 cc* y *Ross C – 60* con condiciones de trabajo similares.

El volumen de barrido tanto de alta como de baja temperatura se determina por la utilización de un conjunto pistón-cigüeñal de moto comercial adaptado al motor stirling, el volumen vacío es una consecuencia de la holgura necesaria para evitar el

choque del extremo superior del pistón con el intercambiador de calor.

4.1.2.2 Intercambiadores de alta y de baja temperatura

El motor es simétrico, por lo que la geometría del enfriador es igual a la del calentador. Los intercambiadores son de ranuras, el espesor, longitud y altura son las dimensiones que definen a cada ranura. El arreglo está constituido por 20 ranuras y se observa en la **Figura 4.3**, por ser de forma circular la longitud de las ranuras no son constantes por lo que se toma el promedio.

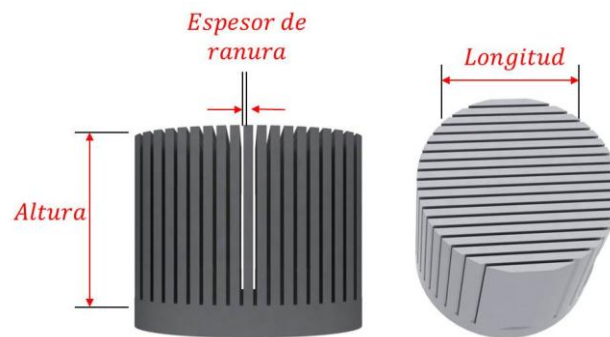


Figura 4.3 Intercambiadores de calor

4.1.2.3 Regenerador

Es tubular, el cual consiste básicamente en un tubo de aluminio conectado al enfriador y al calentador en cada uno de sus extremos mediante soldadura para evitar fugas. En su interior asila la matriz de malla con un 93,5 % de porosidad compuesta por un tejido de alambre de cobre de un diámetro de 1 *mm*, conocido como diámetro de pelo. El diámetro del tubo se deduce del proceso de iteración donde se selecciona el que proporciona un menor volumen muerto combinado con las menores pérdidas de bombeo, adaptado a la medida existente en el mercado con aplicación de refrigeración.

Tabla 4.2 Parámetros de diseño

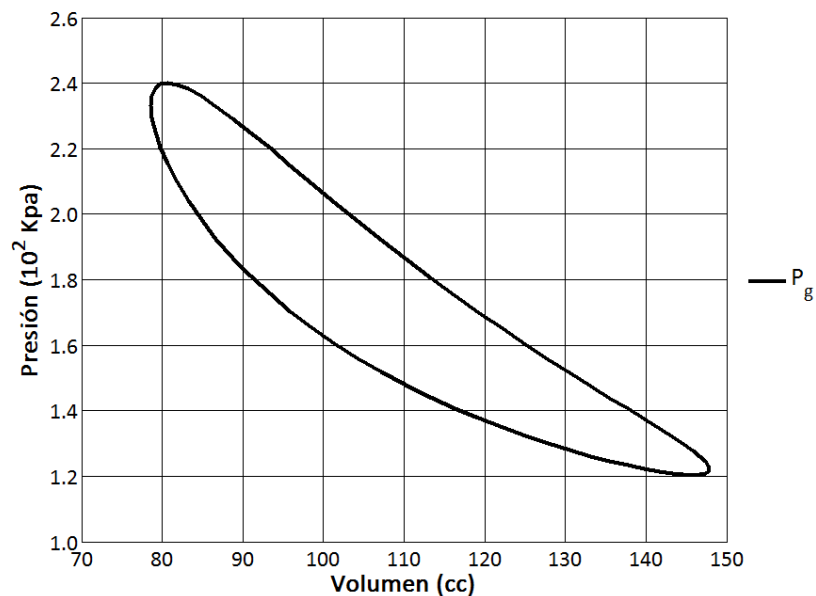
	Variable	Valor	Nomenclatura
Propiedades Generales	Tipo de motor	<i>Sinusoidal</i>	—
	Volumen de vacío de compresión (mm^3)	7.539,82	V_{clc}
	Volumen de compresión (mm^3)	49.008,85	V_c
	Volumen de vacío de expansión (mm^3)	7.539,82	V_{cle}
	Volumen de expansión (mm^3)	49.008,85	V_e
	Angulo de desfase	90°	α
	Tipo de gas	<i>Aire</i>	—
	Presión media (kPa)	170	P_m
	Temperatura enfriador (K)	300	T_k
	Temperatura calentador (K)	638	T_h
	Velocidad de giro (Hz)	30	ω
Enfriador	Tipo de enfriador	<i>Ranura</i>	—
	Espesor (mm)	0,6	e
	Altura (mm)	30	H
	Longitud (mm)	32,5	l
	Numero de ranuras	20	N
Regenerador	Configuración Regenerador	<i>Tubular</i>	—
	Diámetro externo (mm)	15,6	d_o
	Diámetro interno (mm)	13	d_i
	Longitud (mm)	200	L_r
	Numero de tubos	1	N
	Tipo de matriz	<i>Malla</i>	—
	Porosidad	93,5 %	Po
	Diámetro de pelo (mm)	1	d_w
Calentador	Tipo de calentador	<i>Ranura</i>	—
	Espesor (mm)	0.6	e
	Altura (mm)	30	H
	Longitud (mm)	32,5	l
	Numero de ranuras	20	

4.1.3 Análisis isotérmico

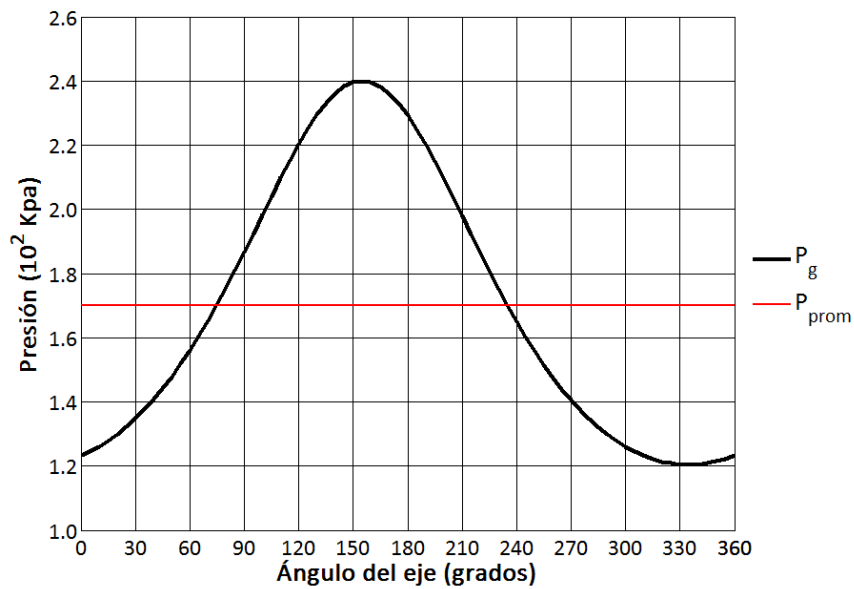
En esta etapa se toma en cuenta la diferencia de temperatura entre el extremo caliente y el frío y la variación de los volúmenes así como las presiones. Los valores de salida son utilizados como indicadores de los volúmenes de trabajo para garantizar

que sean adecuados y la diferencia de temperatura suficiente, para así proceder a realizar análisis de mayor profundidad.

Insertando la información de la **Tabla 4.2**, MatlabTM genera las gráficas de $P - V$ y $P - \theta$ como se observa a continuación:



Gráfica 4.1 Presión del gas en función del volumen total (análisis isotérmico)



Gráfica 4.2 Presión del gas en función del ángulo de eje (análisis isotérmico)

De igual manera el programa arroja los valores de potencia (obtenido por el cálculo del área dentro de la curva ($P - V$), calor transmitido al espacio de expansión por ciclo, calor expulsado desde el espacio de compresión por ciclo y eficiencia, dichos valores son los siguientes:

$$Q_e = 122,40 J \quad (4.1)$$

$$Q_c = -57,54 J \quad (4.2)$$

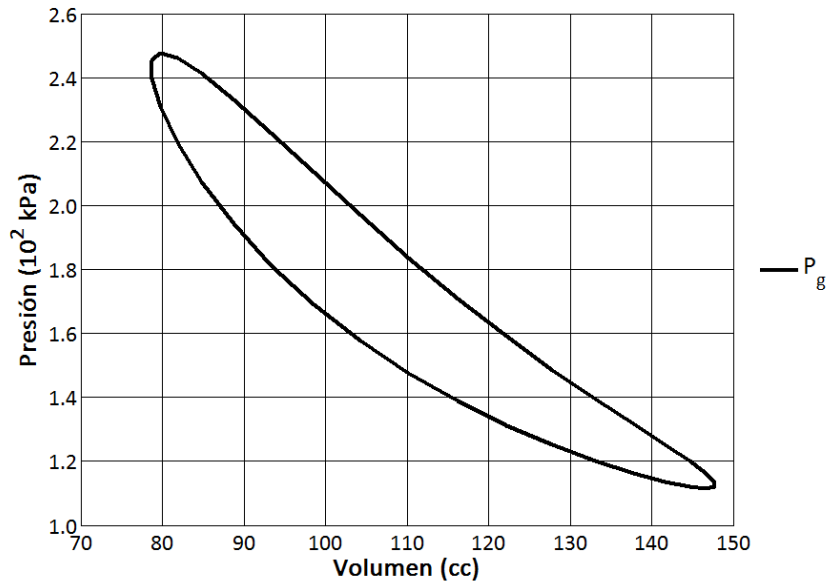
$$Potencia = 64,84 W \quad (4.3)$$

$$\eta = 53 \% \quad (4.4)$$

El calor de entrada y de salida del sistema se realiza a través del espacio de expansión Q_e y de compresión Q_c respectivamente, muy diferente a la realidad donde estos espacios no son diseñados para la transferencia de calor, esto ocasiona que no se tomen en consideración factores que generan pérdidas por lo que la eficiencia obtenida en este modelo es alta.

4.1.4 Análisis adiabático

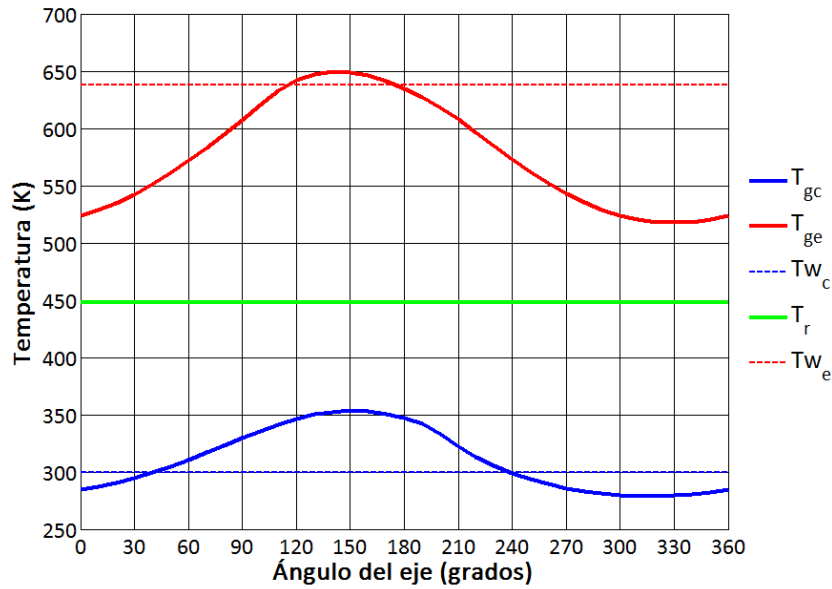
Al igual que el análisis isotérmico el programa Matlab continúa usando los valores de **Tabla 4.2**. En la siguiente imagen se muestra el diagrama $P - V$ del motor:



Gráfica 4.3 Presión del gas en función del volumen total (análisis adiabático)

Como se puede apreciar el área dentro de la curva es menor que el obtenido en el análisis isotérmico, por lo que se tiene una clara reducción en la salida de potencia.

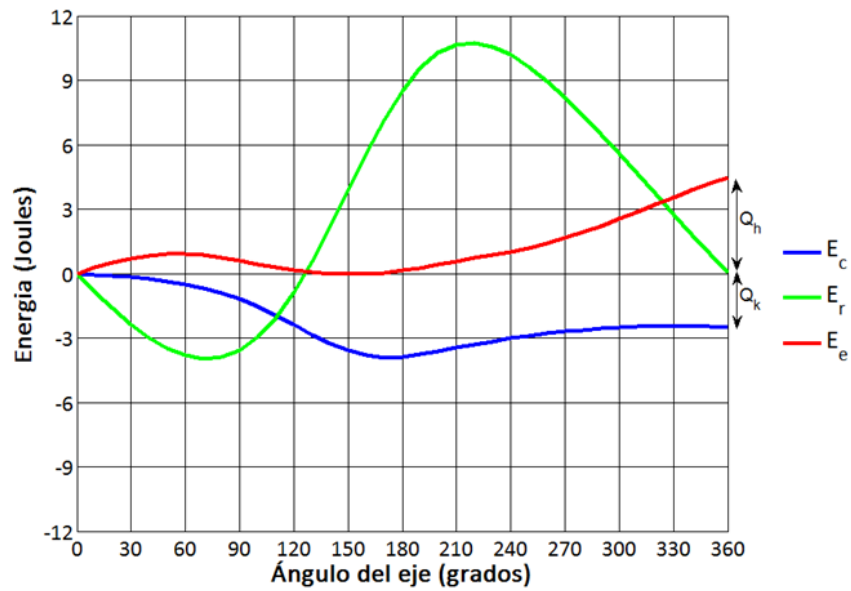
Las temperaturas del gas dentro de los espacios de compresión T_{gc} y expansión T_{ge} varía durante el ciclo, sus temperaturas promedios son más altas y más bajas que las del enfriador y el calentador respectivamente. Esto reduce la eficiencia térmica a un valor menor que la eficiencia de Carnot. Esto se aprecia en la siguiente gráfica:



Gráfica 4.4 Temperatura en función del ángulo de eje (análisis adiabático)

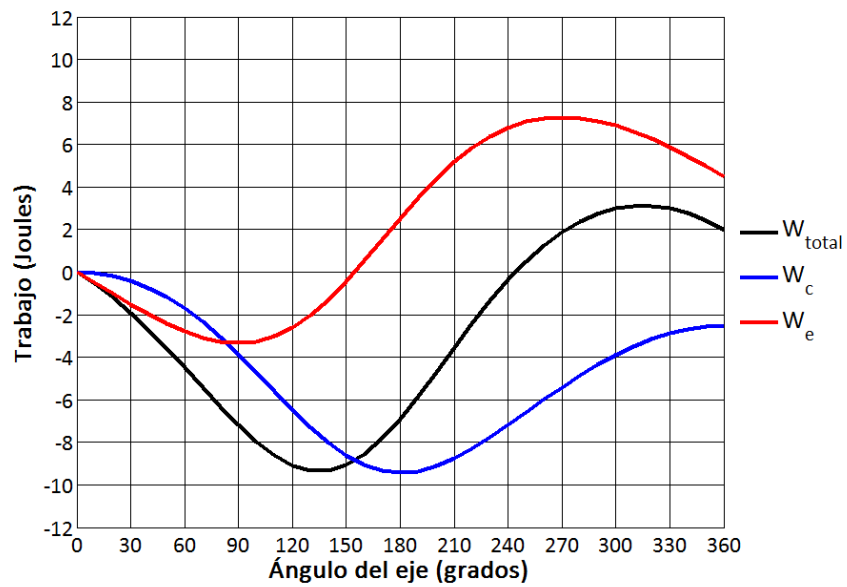
La **Gráfica 4.5** muestra una gran cantidad de energía almacenada en el regenerador (E_r). Comparándolo con la energía que se maneja en el calentador (E_e) y en el enfriador (E_c) se nota lo importante que es la utilización del regenerador en el motor Stirling, ya que con la falta de regeneración esta suma de calor debe ser suministrada por la fuente externa de calor, entonces sería necesarios intercambiadores de calor de mayores dimensiones y más calor de entrada al sistema.

Los valores de $Q_h = E_e - E_r$ y de $Q_k = E_r - E_c$ son multiplicados por la frecuencia del motor para obtener la salida de calor $\dot{Q}_h$ y $\dot{Q}_k$ que son mostrados próximamente.



Gráfica 4.5 Energía en función del ángulo de eje (análisis adiabático)

La **Gráfica 4.6** indica el trabajo de compresión, expansión y el total a cualquier instante del ciclo. El trabajo total resulta de la suma de los otros dos trabajos en cada instante.



Gráfica 4.6 Trabajo en función del ángulo de eje (análisis adiabático)

A continuación se muestra los valores de mayor relevancia para este análisis:

$$\dot{Q}_h = 135,82 \text{ W} \quad (4.5)$$

$$\dot{Q}_k = -76,39 \text{ W} \quad (4.6)$$

$$\dot{Q}_r = 0 \quad (4.7)$$

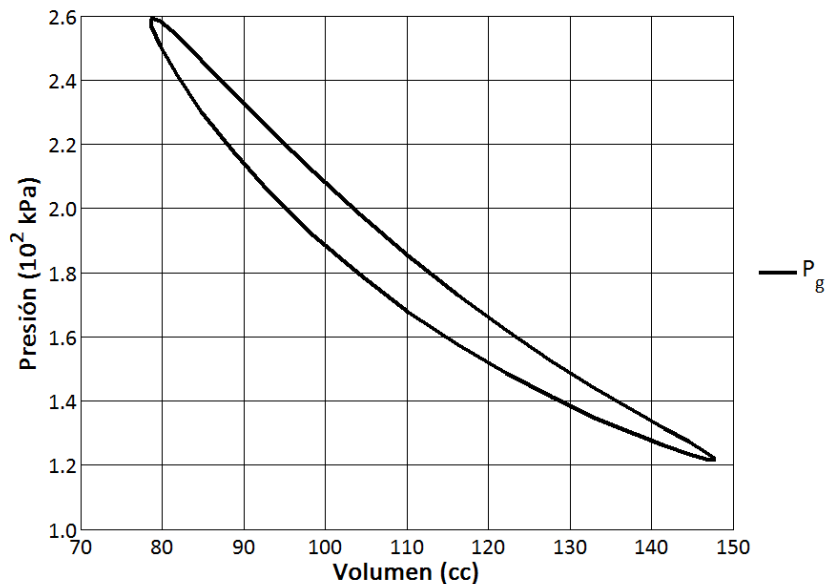
$$Potencia = 59,66 \text{ W} \quad (4.8)$$

$$\eta = 43,9 \% \quad (4.9)$$

Es claro como la eficiencia y la potencia de salida es menor comparada al análisis isotérmico. El calor del regenerador es igual a cero ya que la tasa de calor absorbida es igual a la tasa de calor entregada.

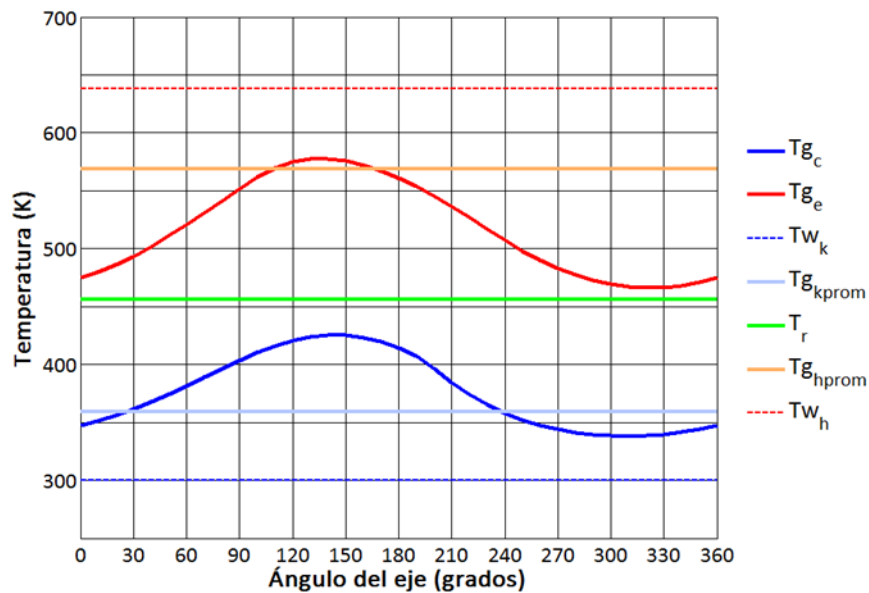
4.1.5 Análisis simple

Se observa en la **Gráfica 4.7** un área dentro de la curva evidentemente menor a las obtenidas con anterioridad, esto se debe a que este estudio analiza a los intercambiadores de calor como elementos no ideales, es por esta razón que la potencia y la eficiencia disminuyen considerablemente.



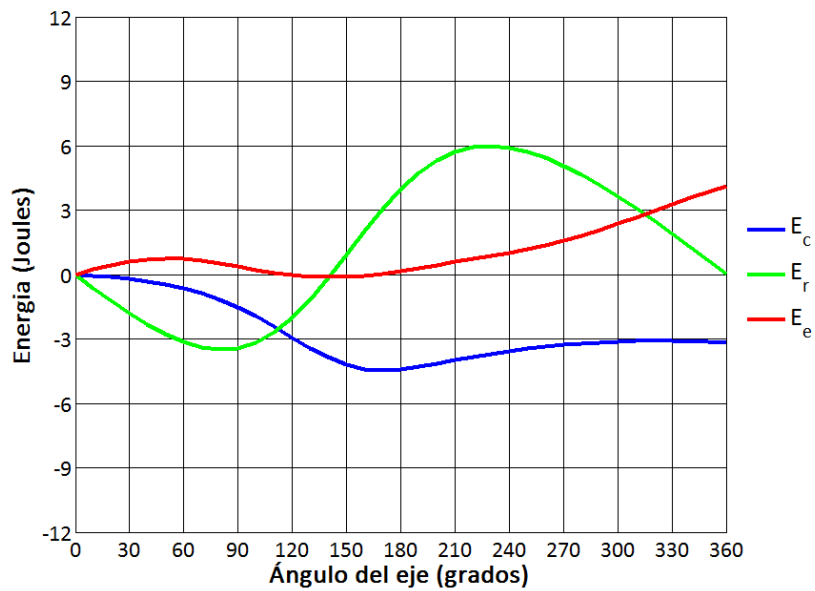
Gráfica 4.7 Presión del gas en función del volumen total (análisis simple)

Se observa en la **Gráfica 4.8** como se redujo la diferencia de temperatura entre el espacio de compresión y de expansión, ya que los intercambiadores de calor no ideales transfieren menos energía, por lo que la temperatura del gas en los intercambiadores de calor es menor, en el modelo adiabático ideal la temperatura promedio del gas en el espacio de expansión era de $T_{ge} = 583\text{ K}$ y ahora es notable como disminuye un 10,5 %, al igual que la temperatura del gas en el espacio de compresión que antes tenía un valor promedio de $T_{gc} = 316\text{ K}$ y ahora es un 20,7 % mayor, estos son valores importantes ya que representan indirectamente la efectividad de los intercambiadores.



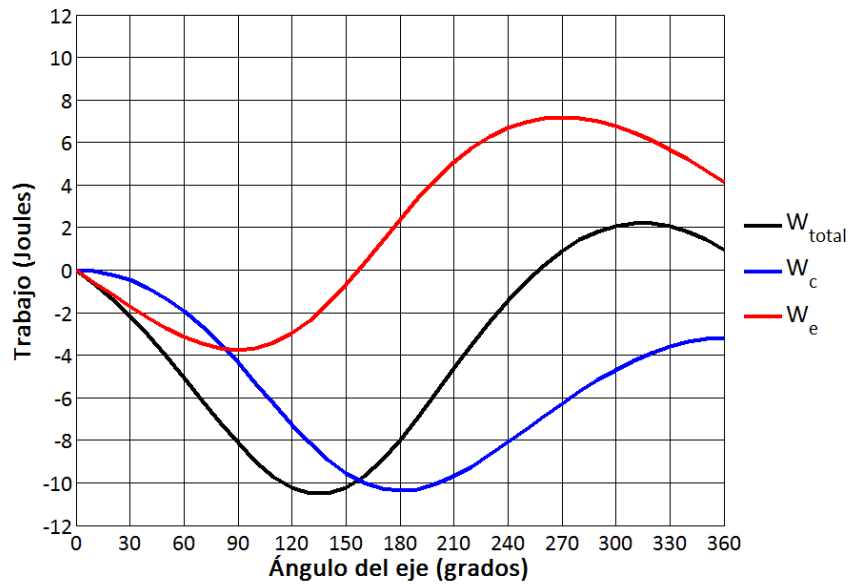
Gráfica 4.8 Temperatura en función del ángulo de eje (análisis simple)

La **Gráfica 4.9** y **Gráfica 4.10** la se analizan de manera similar que en el análisis adiabático y de hecho sus graficas siguen permaneciendo con las mismas tendencias, sin embargo para este estudio el regenerador disminuyo su efectividad (ya que antes se asumió ideal $\varepsilon = 1$) y ahora la energía acumulada en él se reduce un 35,8 %, de esta manera obtenemos la energía manejada por el ciclo de una manera muy aproximada a la realidad.



Gráfica 4.9 Energía en función del ángulo de eje (análisis simple)

El trabajo al igual que el calor se ve modificado lógicamente en este análisis, La potencia entregada por el motor es la mitad de la obtenida en el análisis adiabático, de esta manera se refleja la importancia de profundizar el cálculo termodinámico para la construcción del prototipo ya que cualquier mínimo cambio en alguna propiedad o dimensión podría resultar en un ciclo que termodinámicamente no genere potencia.



Gráfica 4.10 Trabajo en función del ángulo de eje (análisis simple)

Se tiene como resultados generales los siguientes valores:

$$\dot{Q}_h = 126,13 \text{ W} \quad (4.10)$$

$$\dot{Q}_k = -94,69 \text{ W} \quad (4.11)$$

$$\dot{Q}_r = 0 \quad (4.12)$$

$$Potencia = 31,70 \text{ W} \quad (4.13)$$

$$\eta = 25,1 \% \quad (4.14)$$

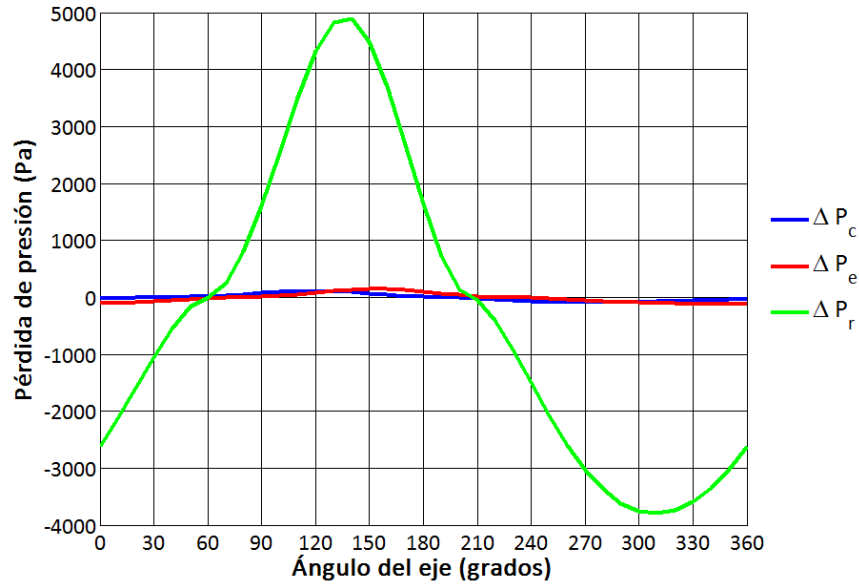
$$Pérdida de entalpía neta en el regenerador = 159,30 \text{ W} \quad (4.15)$$

$$Pérdida de calor en las paredes del regenerador = 2,5 \text{ W} \quad (4.16)$$

Se procede a realizar el cálculo de pérdidas por fricción que ocurre entre el fluido y las superficies del regenerador para restarlo a la potencia actual.

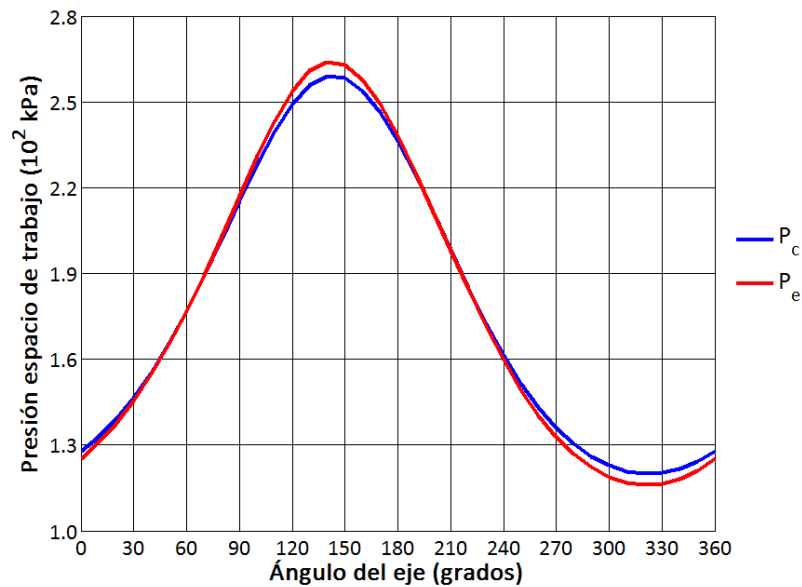
La **Gráfica 4.11** muestra la variación de presión en cada elemento del motor, el regenerador es el elemento crítico de diseño como se puede ver, en él se genera la diferencia de presión entre los intercambiadores de calor cuyo máximo valor es

$\Delta P_r = 4,9 \text{ KPa}$, las pérdidas de presión son aceptables para el ciclo.



Gráfica 4.11 Caída de presión de intercambiadores de calor en función del ángulo de eje

La **Gráfica 4.12** presenta los valores de presión en los cilindros de alta y de baja más aproximados a los reales. Estas presiones son las utilizadas para los cálculos cinemáticos y dinámicos del motor como se muestra en la próxima sección.



Gráfica 4.12 Presión de los espacios de trabajo en función del ángulo de eje

Incluyendo las pérdidas por bombeo, es decir, por la caída de presión entre el espacio de trabajo caliente y el frío unidos por el regenerador se obtiene lo siguiente:

$$\text{Pérdida de potencia por la caída de presión} = 12,4 \text{ W} \quad (4.17)$$

$$\text{Salida de potencia total} = 20 \text{ W} \quad (4.18)$$

$$\eta = 6,7 \% \quad (4.19)$$

Debido a la profundidad de este estudio se puede dar por terminado el análisis termodinámico teniendo la certeza de la funcionalidad del motor Stirling, ya que el valor de potencia de salida cumple los objetivos de su diseño.

4.2 ANÁLISIS MECÁNICO DEL MOTOR

Con anterioridad se trataron los aspectos termodinámicos del motor, en esta etapa se integran las consideraciones dinámicas pertinentes a fin de predecir el comportamiento del mismo.

La disposición del motor es en V de dos cilindros. A fin de simplificar el estudio

se analizara el diseño como un motor unicilíndrico basándose en el eslabonamiento de manivela-corredera. Este mecanismo, aparentemente simple, es en realidad muy complejo en términos de las consideraciones dinámicas necesarias para su operación a alta velocidad.

Después de optimizar la condición geométrica y dinámica del modelo unicilíndrico, se realiza el ensamblaje del pistón de alta y el de baja temperatura, para obtener resultados reales del motor Stirling alfa.

4.2.1 Cinemática del mecanismo de manivela-corredera

En Figura 4.4 se muestra las partes reales del motor, representado como un esquema del mecanismo unicilíndrico de manivela-corredera. Para el fácil reconocimiento de las partes principales se destina los números del uno al cuatro para su definición, así: cilindro (1), manivela (2), biela (3), pistón (4). Se observa que el pistón es impulsado hacia atrás; la presión del gas en el cilindro impulsa el pistón hacia la izquierda y hace girar la manivela generando un par de torsión sobre el eje cigüeñal.

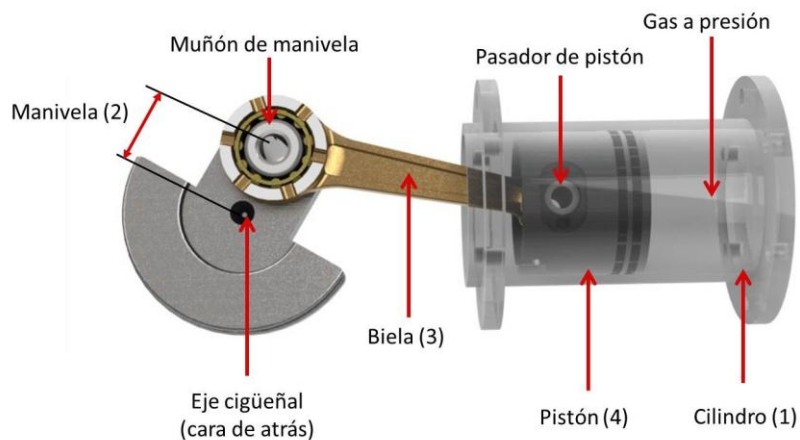


Figura 4.4 Mecanismo de manivela-corredera para el motor

Sea r el radio de la manivela (longitud desde el centro del eje cigüeñal al centro del muñón de la manivela) y l la longitud de biela de centro a centro de sus agujeros

pasantes. El ángulo de la manivela es θ , y el ángulo que forma la biela con el eje x es ϕ . Para cualquier velocidad angular constante de la manivela ω , el ángulo de esta es $\theta = \omega t$. La posición instantánea del pistón es x . Se construyen dos triángulos rectángulos rqs y lqu tal como se muestra a continuación:

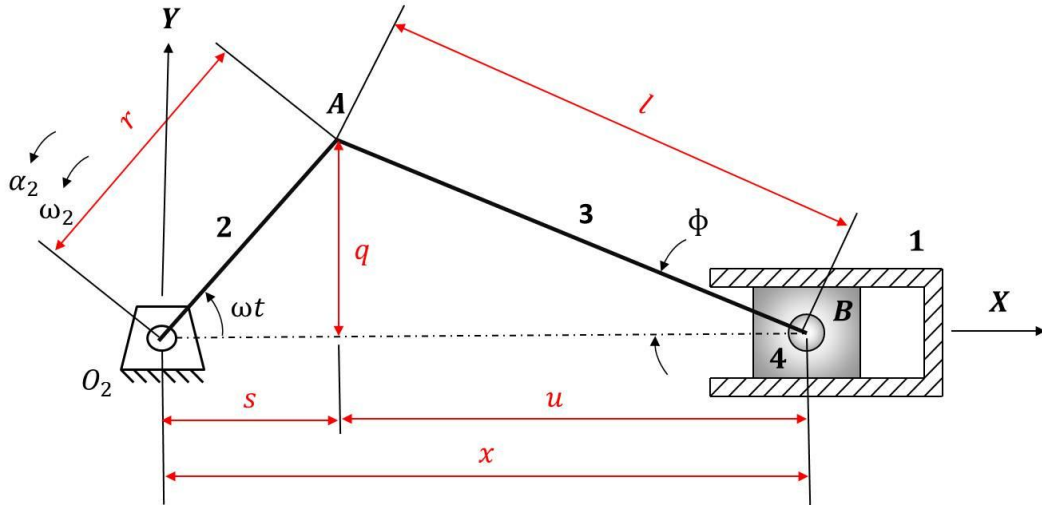


Figura 4.5 Configuración del eslabonamiento

Se observa el punto A el cual es el muñón de la manivela (pasador del cigüeñal) y el punto B el cual es el pasador del pistón, la distancia entre estos dos puntos es la longitud de la biela. A partir de la configuración:

$$q = r \sin \theta = l \sin \phi \quad (4.20)$$

$$\theta = \omega t \quad (4.21)$$

$$\sin \phi = \frac{r}{l} \sin \omega t \quad (4.22)$$

$$s = r \cos \omega t \quad (4.23)$$

$$u = l \cos \phi \quad (4.24)$$

$$x = s + u = r \cos \omega t + l \cos \phi \quad (4.25)$$

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \sin^2 \phi} = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega t\right)^2} \quad (4.26)$$

$$x = r \cos \omega t + l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega t\right)^2} \quad (4.27)$$

La ecuación anterior es una expresión exacta para la posición del pistón x como una función de r, l y ωt . Esto puede derivarse con respecto al tiempo a fin de obtener expresiones exactas para la velocidad y la aceleración del pistón. Para un análisis de estado estable se supondrá que ω es constante así:

$$\dot{x} = -r\omega \left[\sin \omega t + \frac{r}{2l} \frac{\sin 2\omega t}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega t\right)^2}} \right] \quad (4.28)$$

$$\ddot{x} = -r\omega^2 \left[\cos \omega t - \frac{r[l^2(1 - 2 \cos^2 \omega t) - r^2 \sin^4 \omega t]}{[l^2 - (r \sin \omega t)^2]^{\frac{3}{2}}} \right] \quad (4.29)$$

Es difícil visualizar en las ecuaciones anteriores qué efectos tienen en la aceleración los cambios en los parámetros de diseño r y l . Por eso se emplea el teorema del binomio donde se obtiene una ecuación más simple, la cual permite predecir más fácilmente los resultados de las decisiones del diseño que involucran estas variables.

Se desarrolla el radical de la ecuación de posición del pistón, con el fin de expresar las ecuaciones de posición, velocidad y aceleración en formas más simples y aproximadas que aclaran el comportamiento dinámico del mecanismo, obteniéndose:

$$x \cong l - \frac{r^2}{4l} + r \left(\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t \right) \quad (4.30)$$

Al derivar con respecto a la velocidad del pistón (con ω constante):

$$\dot{x} \cong -r\omega \left(\sin \omega t + \frac{r}{2l} \sin 2\omega t \right) \quad (4.31)$$

Al derivar de nuevo con respecto a la aceleración (con ω constante):

$$\ddot{x} = -r\omega^2 \left(\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t \right) \quad (4.32)$$

Se nota que las tres ecuaciones anteriores son funciones de r, l y ω , estos son constantes y asumen los siguientes valores:

- $r = 19,5 \text{ mm}$
- $l = 80 \text{ mm}$
- $\omega = 1.800 \text{ rpm}$

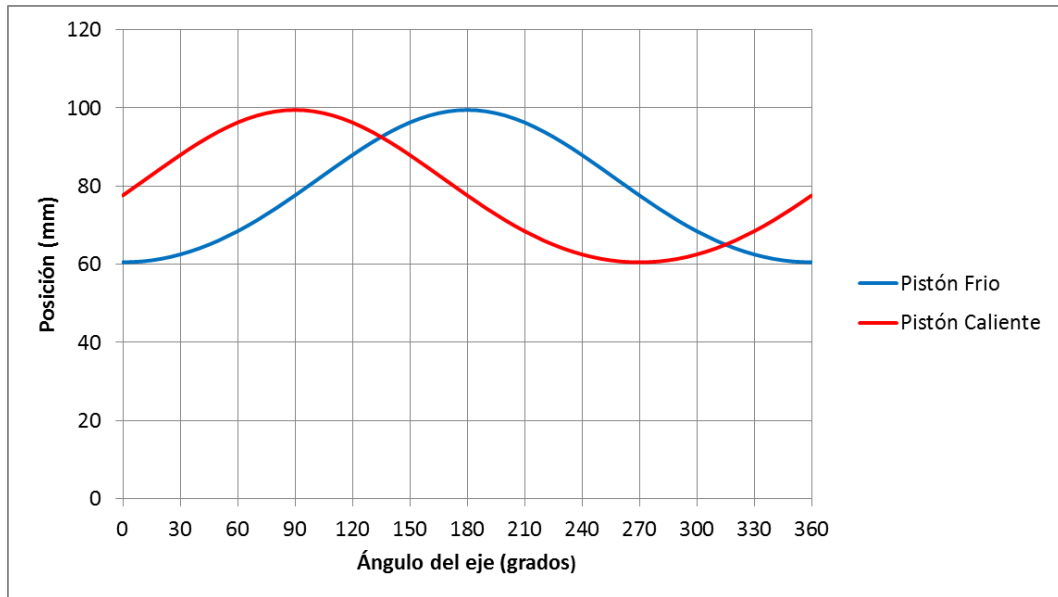
Se verifica según los parámetros recomendados de diseño de “Norton, R. (2000) *Diseño de maquinaria*” a fin de asegurar un funcionamiento adecuado del motor.

El primer parámetro es la longitud de la biela entre la longitud de la manivela, donde: $3 < \frac{l}{r} < 5$ para obtener uniformidad en la curva de aceleración en función del ángulo del cigüeñal. Para este proyecto $\frac{l}{r} \approx 4$ por lo que cumple con el parámetro recomendado.

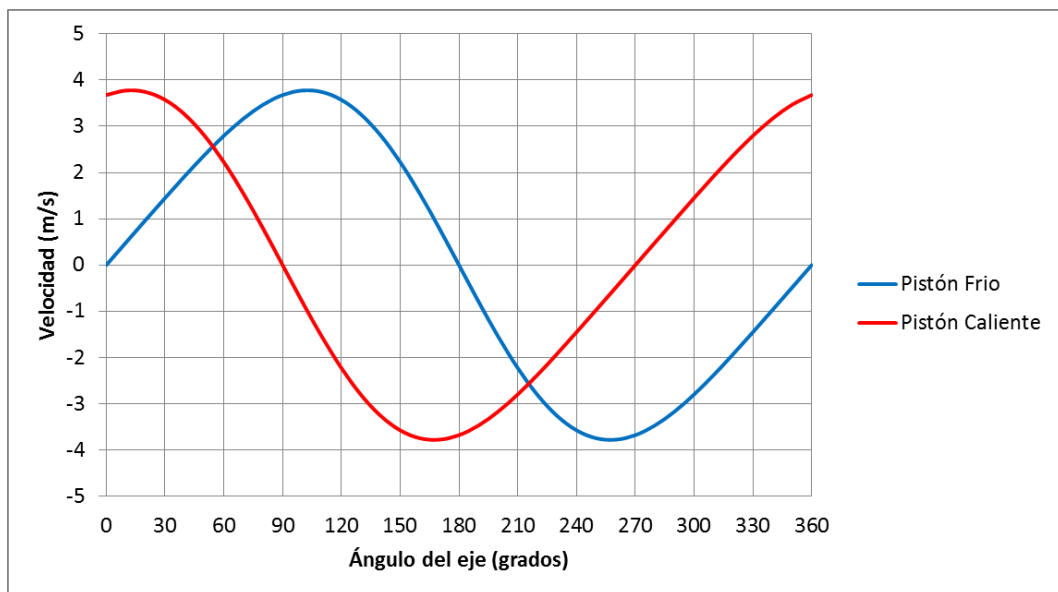
Así mismo es recomendado mantener la relación diámetro de pistón entre la carrera con un valor de $0,75 < \frac{d_p}{2r} < 1,5$ para no someter excesivamente el pasador del pistón y que no exista fuerzas inerciales en exceso. En este proyecto $\frac{d_p}{2r} \approx 1$.

La velocidad de giro ω es obtenido mediante recomendaciones de fabricantes reconocidos para este tipo de motor.

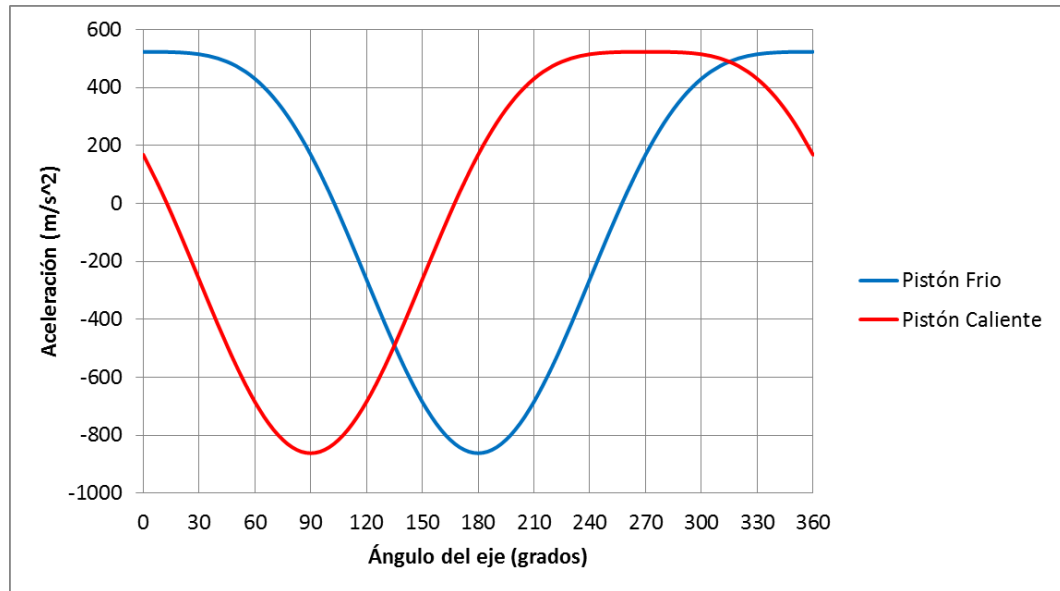
Con la variación del ωt se obtiene a continuación las curvas de posición, velocidad y aceleración respectivamente, tanto para el pistón frío como para el pistón caliente:



Gráfica 4.13 Posición del pistón en función del ángulo de eje



Gráfica 4.14 Velocidad del pistón en función del ángulo de eje



Gráfica 4.15 Aceleración del pistón en función del ángulo de eje

Se nota que para todas las gráficas los valores del pistón frío son los mismos que del pistón caliente solo que desfasados 90° uno con respecto al otro, esto debido a que el motor es simétrico.

4.2.2 Fuerza del gas y par de torsión del gas

La fuerza del gas se debe a la presión ejercida sobre la cabeza del pistón tal como se muestra en el siguiente diagrama de cuerpo libre (DCL):

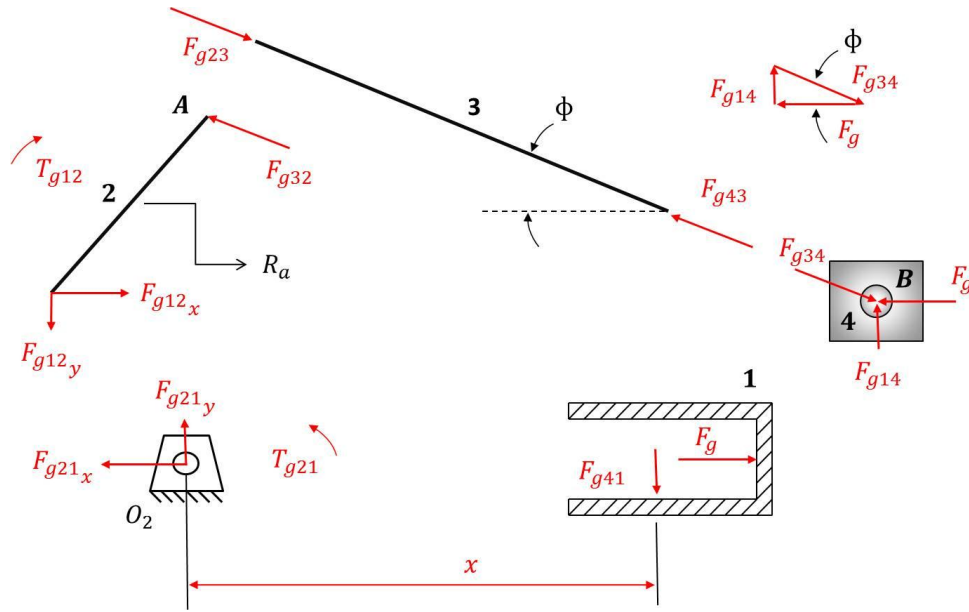


Figura 4.6 Diagrama de cuerpo libre

Donde F_g = fuerza del gas, P_g = presión del gas y A_p = área del pistón, entonces:

$$F_g = P_g A_p \hat{i} \quad (4.33)$$

Se tiene del análisis termodinámico, más específicamente del análisis simple, los valores de presión del gas P_g en cada ángulo del cigüeñal θ , tanto del lado caliente como del lado frío. Sabiendo que:

$$A_p = 1.269,15 \text{ mm}^2 \quad (4.34)$$

Así se obtiene los valores F_g para cada pistón y a cada instante del ciclo; estos valores de F_g serán utilizados más adelante para la determinación del torque generado por el gas.

El par de torsión del gas se debe a la fuerza del gas que actúa en un brazo de momento con respecto al centro de la manivela O_2 . Conforme gira la manivela este brazo varía desde cero hasta un máximo. La fuerza del gas distribuida sobre la superficie del pistón se ha reducido a una fuerza simple que actúa a través del centro

de masa del eslabón 4 del DCL. El sistema de fuerzas concurrentes en el punto B se determina con base en el diagrama vectorial que muestra que:

$$F_{g14} = F_g \tan \phi \hat{j} \quad (4.35)$$

$$F_{g34} = F_g \hat{i} - F_g \tan \phi \hat{j} \quad (4.36)$$

De acuerdo con el diagrama de cuerpo libre se puede ver que:

$$F_{g41} = -F_{g14} \quad (4.37)$$

$$F_{g43} = -F_{g34} \quad (4.38)$$

$$F_{g23} = -F_{g43} \quad (4.39)$$

$$F_{g32} = -F_{g23} \quad (4.40)$$

$$F_{g32} = -F_{g34} = -F_g \hat{i} + F_g \tan \phi \hat{j} \quad (4.41)$$

El par de torsión del impulsor T_{g21} en el eslabón 2 debido a la fuerza del gas puede determinarse a partir del producto cruz del vector de posición al punto A y la fuerza en el punto A :

$$T_{g21} = R_a F_{g32} \quad (4.42)$$

Esta expresión puede desarrollarse e incluirá la longitud r de la manivela y los ángulos θ y ϕ , así como la fuerza del gas F_g . Se advierte que, según el DCL para el eslabón 1, también se puede expresar el par de torsión en términos de las fuerzas F_{g14} y F_{g41} que actúan siempre perpendicularmente al movimiento de la corredera (despreciando la fricción) y la distancia x , la cual es su brazo de momento instantáneo con respecto a O_2 . El par de torsión de reacción T_{g12} debido a la fuerza del gas que intenta inclinar el plano de fijación es:

$$T_{g12} = F_{g41} x \hat{k} \quad (4.43)$$

El par de torsión del impulsor T_{g21} es el negativo del par de torsión de reacción:

$$T_{g21} = -T_{g12} \quad (4.44)$$

$$T_{g21} = -F_{g41} \cdot x \hat{\mathbf{k}} \quad (4.45)$$

$$F_{g14} = -F_{g41} \quad (4.46)$$

$$T_{g21} = F_{g14} x \hat{\mathbf{k}} \quad (4.47)$$

La ecuación anterior da una expresión para el par de torsión del gas que implica el desplazamiento lineal del pistón. Al sustituir la ecuación de desplazamiento por x y la magnitud de F_g por F_{g14} se obtiene:

$$T_{g21} = (F_g \tan \phi) \left[l - \frac{r^2}{4l} + r \left(\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t \right) \right] \hat{\mathbf{k}} \quad (4.48)$$

La ecuación anterior se encuentra en función del ángulo de la biela ϕ y el ángulo de manivela ωt . Es conveniente tener una expresión que solo incluyera a ωt . A partir de la geometría generada de la figura *configuración del eslabonamiento* se puede sustituir una expresión para $\tan \phi$ como sigue:

$$\tan \phi = \frac{q}{u} = \frac{r \sin \omega t}{l \cos \phi} \quad (4.49)$$

Al sustituir $\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega t\right)^2}$ por $\cos \phi$ se obtiene:

$$\tan \phi = \frac{r \sin \omega t}{l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega t\right)^2}} \quad (4.50)$$

El radical del denominador puede desarrollarse utilizando el teorema del binomio como se efectuó con anterioridad, y los dos primeros términos empleados para una buena aproximación a la expresión exacta

$$\frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega t\right)^2}} = 1 + \frac{r^2}{2l^2} \sin^2 \omega t \quad (4.51)$$

Se obtiene:

$$\tan \phi \cong \frac{r}{l} \sin \omega t \left(1 + \frac{r^2}{2l^2} \sin^2 \omega t \right) \quad (4.52)$$

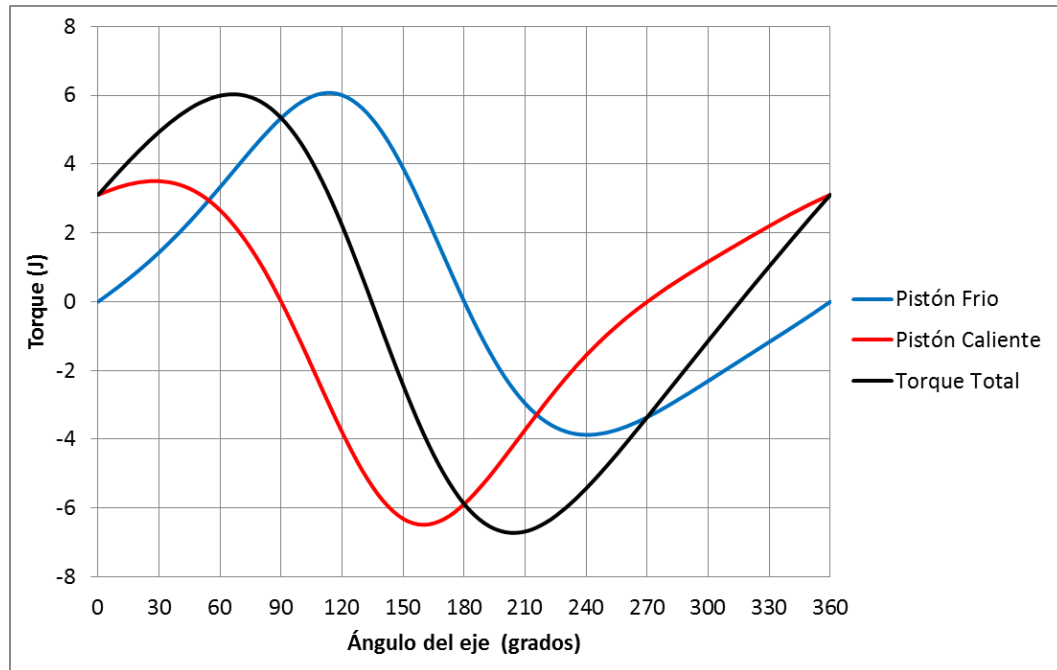
Sustituyendo esto en la ecuación del par del par de torsión resulta:

$$\begin{aligned} T_{g21} \cong F_g \left[\frac{r}{l} \sin \omega t \left(1 + \frac{r^2}{2l^2} \sin^2 \omega t \right) \right] \dots \\ \cdot \left[l - \frac{r^2}{4l} + r \left(\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t \right) \right] \hat{k} \end{aligned} \quad (4.53)$$

Se desarrolla esta expresión y se desprecian los términos que contengan la relación r/l elevada a cualquier potencia mayor que uno, ya que estos tendrán coeficientes muy pequeños. El resultado es una expresión más simple, pero aún más aproximada para el par de torsión del gas:

$$T_{g21} \cong F_g r \sin \omega t \left(1 + \frac{r}{l} \cos \omega t \right) \quad (4.54)$$

Con antelación se obtuvo los valores de F_g , y se sustituye en la ecuación previa con su valor de ángulo correspondiente, para así obtener el torque del gas para el pistón frío y para el pistón caliente en función del ángulo antes nombrado.



Gráfica 4.16 Torque de gas en función del ángulo de eje

En vista que el motor es de dos cilindros en “V” se hace un análisis por separado para cada pistón, y luego se aplica el teorema de superposición, que no es más que la suma algebraica de los torques para cada ángulo, obteniéndose el torque total generado por el gas. Todo esto se ve evidenciado en la gráfica anterior.

4.2.3 Masas equivalentes

Para efectuar un análisis de fuerzas dinámicas completo del mecanismo es necesario conocer las propiedades geométricas (masa, centro de gravedad, momento de inercia) de los eslabones móviles.

Se observa que la manivela se encuentra en rotación pura y el pistón en translación pura, pero la biela en movimiento complejo. Para la simplificar el estudio se realiza una equivalencia de la masa de la biela, en donde se localiza una parte de su masa en el pasador de la articulación del pistón *B* y la otra parte en el pasador de la manivela *A*, así se tiene dos movimientos conocidos (translación y rotación respectivamente).

4.2.3.1 Modelo dinámicamente equivalente

Se supone que la masa de biela m_3 está concentrada en el centro de gravedad G_3 . Esta masa se divide en dos partes:

- Una de ellas m_{3B} se concentra en el pasador B .
- La otra m_{3P} se encuentra en el centro de percusión P para la oscilación de la biela en torno a B .

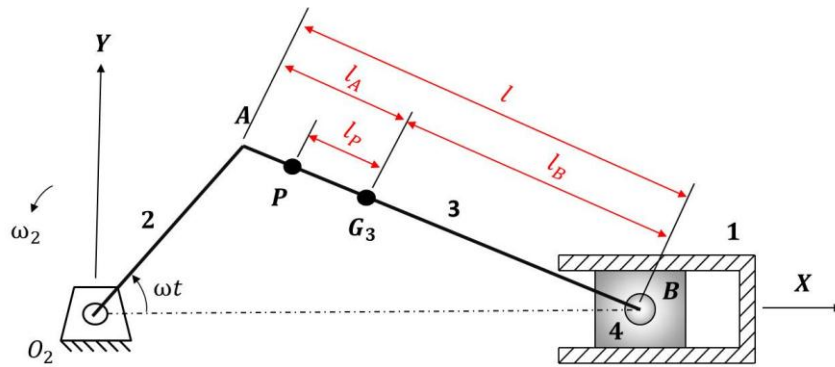


Figura 4.7 Modelo dinámico masa equivalente

Esta disposición de la masa de la biela es dinámicamente equivalente a la biela original si:

1. La masa del modelo debe ser igual a la masa del cuerpo original.
2. El centro de gravedad debe estar a la misma localización que el del cuerpo original.
3. El momento de inercia deber ser igual que el del cuerpo original.

Al plantear estas tres condiciones, respectivamente, en forma de ecuación de obtiene:

$$m_3 = m_{3B} + m_{3P} \quad (4.55)$$

$$m_{3B}l_B = m_{3P}l_P \quad (4.56)$$

$$I_G = m_{3B}l_B^2 + m_{3P}l_P^2 \quad (4.57)$$

Al resolverse simultáneamente las ecuaciones anteriores, se deduce la porción de la masa que se concentra en B y P , respectivamente:

$$m_{3b} = m_3 \frac{l_P}{l_B + l_P} \quad (4.58)$$

$$m_{3P} = m_3 \frac{l_B}{l_B + l_P} \quad (4.59)$$

Continuando con la sustitución:

$$I_G = m_3 \frac{l_P}{l_B + l_P} l_B^2 + m_3 \frac{l_B}{l_B + l_P} l_P^2 = m_3 l_P l_B \rightarrow l_P l_B = \frac{I_G}{m_3} \quad (4.60)$$

En una biela común el centro de percusión suele estar cerca del pasador de la manivela y, de hecho, se supone que son coincidentes. Por lo tanto, haciendo que $l_A = l_P$, las ecuaciones se reducen a:

$$m_{3B} = m_3 \frac{l_A}{l_A + l_B} = 62 \text{ g} \frac{31,32 \text{ mm}}{(31,32 + 48,68) \text{ mm}} = 24,27 \text{ g} \quad (4.61)$$

$$m_{3A} = m_3 \frac{l_B}{l_A + l_B} = 62 \text{ g} \frac{48,68 \text{ mm}}{(31,32 + 48,68) \text{ mm}} = 37,72 \text{ g} \quad (4.62)$$

4.2.3.2 Modelo estáticamente equivalente

En la **Figura 4.8** se muestra un eslabonamiento de motor en el que la masa de manivela m_2 no está equilibrada, lo demuestra el hecho de que el centro de gravedad G_2 esté desplazado hacia afuera, a lo largo de la manivela, una distancia r_G en relación con eje de rotación.

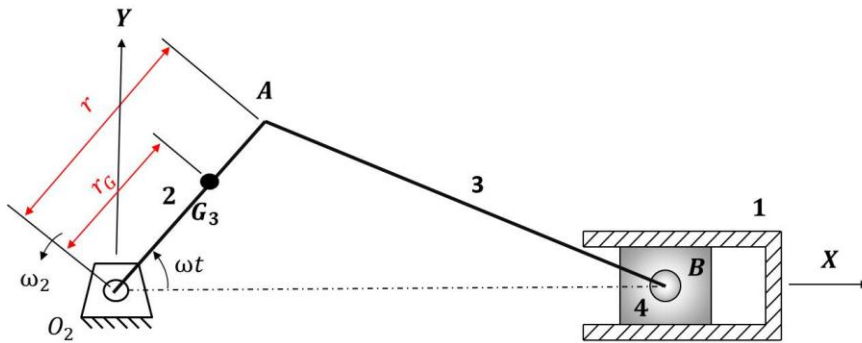


Figura 4.8 Modelo de masa concentrada estáticamente equivalente de la manivela

Esta disposición de la masa de la manivela es estáticamente equivalente a la biela original si:

1. La masa del modelo debe ser igual que la masa del cuerpo original.
2. El centro de gravedad debe estar en la misma localización que el del cuerpo original.

Al plantear estas dos condiciones, respectivamente, en forma de ecuación de obtiene:

$$m_2 = m_{2A} + m_{2O_2} \quad (4.63)$$

$$m_{2A}r = m_2r_{G_2} \quad (4.64)$$

Al despejar resulta:

$$m_{2A} = m_2 \frac{r_{G_2}}{r} = 64 \text{ g} \frac{15,42 \text{ mm}}{19,5 \text{ mm}} = 50,60 \text{ g} \quad (4.65)$$

La masa equivalente en O_2 se encuentra ubicada en el pivote fijo por lo que no es necesario para ningún cálculo ya que dicho punto es estacionario.

4.2.3.3 Sumatoria de masas equivalentes

Se realiza la sumatoria de las masas tanto en el punto A como en el punto B y así se obtiene lo siguiente.

$$\begin{aligned}
m_A &= m_{2A} + m_{3A} + m_{pasador} + m_{rolinera} + m_{arandela} \dots \\
&= (50,60 + 37,72 + 28,5 + 2 + 9) \text{ g} \\
&= 127,83 \text{ g}
\end{aligned} \tag{4.66}$$

$$m_B = m_{3B} + m_4 + m_{bulón} = (24,27 + 58 + 13) \text{ g} = 95,27 \text{ g} \tag{4.67}$$

Dónde:

- m_A : es la masa total concentrada en el punto A
- $m_{pasador}$: es la masa del pasador de la biela-manivela
- $m_{rolinera}$: es la masa de la rolinera de la manivela
- $m_{arandela}$: es la masa de arandela separadora ubicada entre las bielas
- m_B : es la masa total concentrada en el punto B
- m_4 : es la masa del pistón
- $m_{bulón}$: es la masa del pasador biela-pistón

4.2.4 Fuerzas de inercia y sacudimiento

El modelo simplificado de masas concentradas de la siguiente figura se utiliza en el desarrollo de expresiones para las fuerzas y pares de torsión debidos a las aceleraciones de las masas en el sistema.

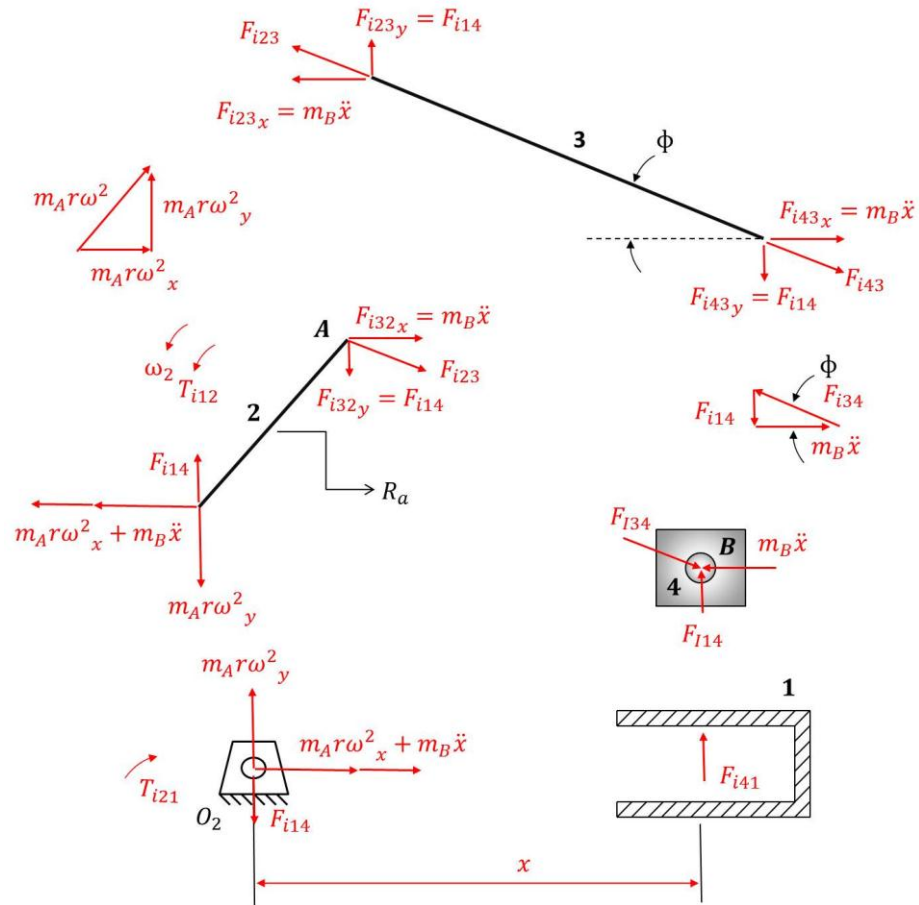


Figura 4.9 Modelo dinámico de masas concentradas

El método de d'Alembert es útil para visualizar los efectos de estas masas móviles en el sistema y en el plano de fijación. En consecuencia, los diagramas de cuerpo libre de la imagen anterior muestran las fuerzas de inercia de d'Alembert que actúan sobre las masas en los puntos \$A\$ y \$B\$. De nuevo se desprecia la fricción. La aceleración para el punto \$B\$ se da en los análisis previos. La aceleración del punto \$A\$ en rotación pura se obtiene al derivar dos veces el vector de posición \$R_a\$, suponiendo una velocidad constante en el cigüeñal \$\omega\$, lo que da:

$$R_A = r \cos \omega t \hat{i} + r \sin \omega t \hat{j} \quad (4.68)$$

$$a_A = -r\omega^2 \cos \omega t \hat{i} - r\omega^2 \sin \omega t \hat{j} \quad (4.69)$$

La fuerza total de inercia F_i es la suma de la fuerza centrífuga de inercia en el punto A y la fuerza de inercia en el punto B .

$$F_i = -m_A a_A - m_B a_A \quad (4.70)$$

Al separarla en las componentes x y y :

$$F_{ix} = -m_A(-r\omega^2 \cos \omega t) - m_B \ddot{x} \quad (4.71)$$

$$F_{iy} = -m_A(-r\omega^2 \sin \omega t) \quad (4.72)$$

Advierta que solo la aceleración del pistón afecta a la componente x . Al sustituir la ecuación de aceleración se tiene:

$$F_{ix} \cong -m_A(-r\omega^2 \cos \omega t) - m_B \left[-r\omega^2 \left(\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t \right) \right] \quad (4.73)$$

$$F_{iy} = -m_A(-r\omega^2 \sin \omega t) \quad (4.74)$$

Observe que las fuerzas de inercia en la dirección x tienen componentes primarias en la frecuencia de la manivela, y las fuerzas secundarias (segunda armónica) en dos veces la frecuencia de manivela. También existen armónicas pares de magnitud pequeña y grande que se truncaron en el desarrollo binomial de la función de desplazamiento lineal del pistón. La fuerza debida a la masa rotatoria en el punto A solo tiene una componente primaria.

La fuerza de sacudimiento se define como la suma de todas las fuerzas que actúan en el plano de fijación. De acuerdo con el diagrama de cuerpo libre para el eslabón 1 en la figura anterior:

$$\begin{aligned} \sum F_{sx} &\cong -m_A(r\omega^2 \cos \omega t) \dots \\ &- m_B \left[r\omega^2 \left(\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t \right) \right] \end{aligned} \quad (4.75)$$

$$\sum F_{sy} = -m_A(r\omega^2 \sin \omega t) + F_{i41} - F_{i41} \quad (4.76)$$

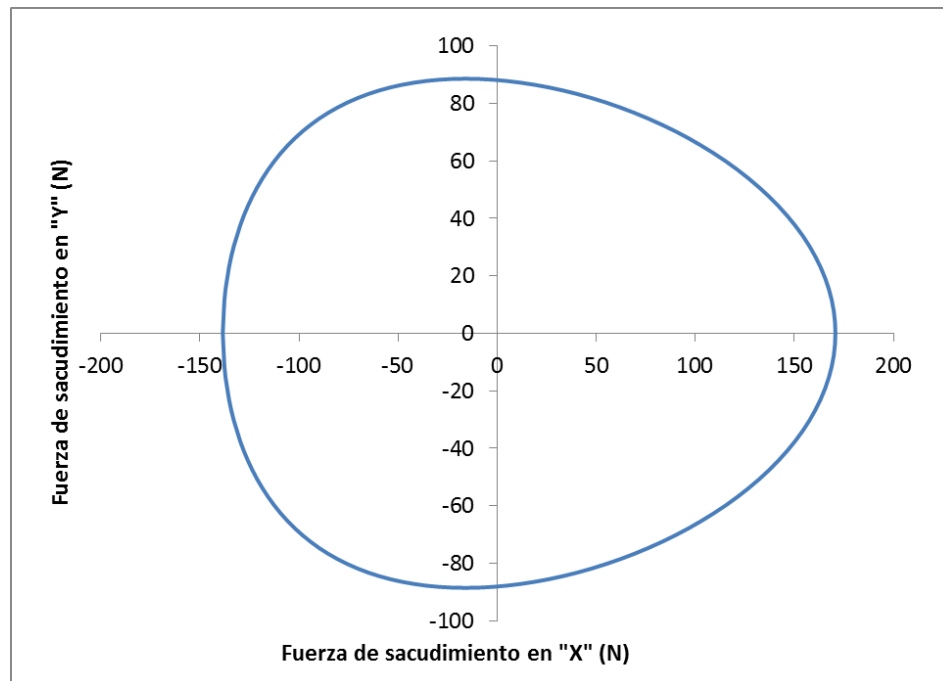
Advierta que la fuerza lateral del pistón en la pared del cilindro F_{i41} se cancela

con una fuerza igual y opuesta F_{i14} que pasa a través de la biela y el cigüeñal hacia el pasador principal en $a + O_2$. Estas dos fuerzas de sacudimiento crean un par que proporciona el par de torsión de sacudimiento. La fuerza de sacudimiento F_s es igual a la negativa de la fuerza de inercia.

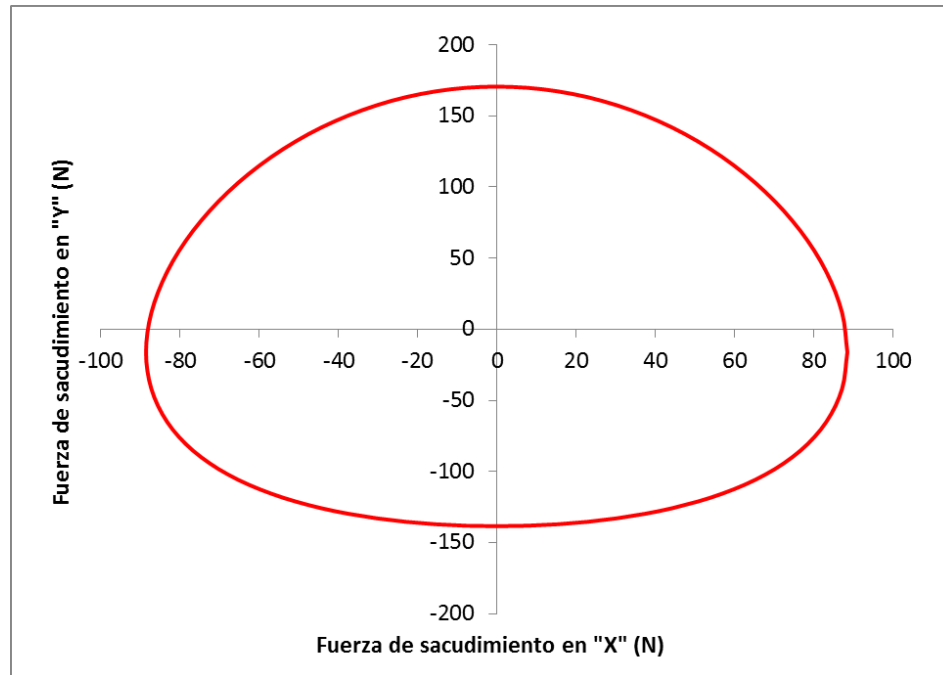
$$F_s = -F_i \quad (4.77)$$

Observe que la fuerza del gas calculada en la sección anterior no contribuye a la fuerza de sacudimiento. Solo las fuerzas de inercia y las fuerzas externas ocasionan fuerzas de sacudimiento. La fuerza del gas es una fuerza interna que se cancela en el propio mecanismo. Actúa de manera igual y opuesta en la parte superior del pistón y en la cabeza del cilindro.

De esta manera se obtiene la **Gráfica 4.17** y la **Gráfica 4.18** para el pistón frío y para el pistón caliente respectivamente, donde se observa que la fuerza de sacudimiento máxima es generada por el pistón al llegar al punto muerto superior.



Gráfica 4.17 Fuerza de sacudimiento del pistón frío desequilibrada



Gráfica 4.18 Fuerza de sacudimiento del pistón caliente desequilibrado

Ambas graficas poseen valores idénticos de fuerzas de sacudimiento, solo que desfasados -90° entre sí, esto debido a la ubicación, como se ha explicado, del pistón caliente en forma vertical y el frío en forma horizontal.

Para el análisis de balanceo solo se tomará en cuenta el pistón frío y estos resultados podrán ser aplicados al caliente esto es por su propiedad de simetría, es decir, que poseen pistones iguales, bielas iguales, manivelas iguales, etc.

4.2.5 Balanceo del motor

El balanceo del dispositivo se aplica para reducir las fuerzas de sacudimiento y así minimizar las vibraciones y esfuerzos parásitos en el cigüeñal.

Se realiza un balanceo estático, ya que el motor se puede analizar como un dispositivo uniplanar, para esto se usa una masa de equilibrio m_{equi} a cierto radio r_{equi} ubicado a 180° de la masa concentrada en el punto A con los siguientes valores:

$$m_{equi} = 177,44 \text{ g} \quad (4.78)$$

$$r_{equi} = 15,77 \text{ mm} \quad (4.79)$$

La próxima figura muestra la ubicación de m_{equi} y descripción r_{equi} en el cigüeñal del motor:

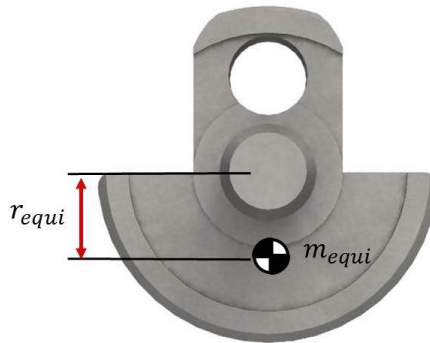


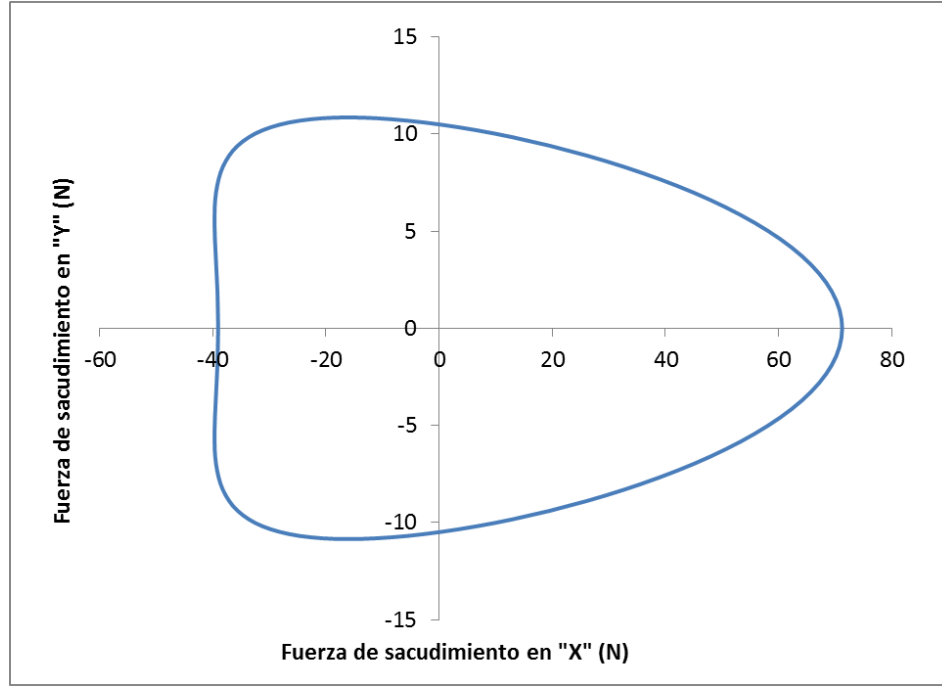
Figura 4.10 Masa y radio del contrapeso

Incluyendo la masa equivalente en la formula se obtiene las componentes de la fuerza de sacudimiento en el cigüeñal:

$$\begin{aligned} \sum F_{sx} &\cong -m_A(r\omega^2 \cos \omega t) ... \\ &- m_B \left[r\omega^2 \left(\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t \right) \right] ... \\ &+ m_{equi}(r_{equi}\omega^2 \cos \omega t) \end{aligned} \quad (4.80)$$

$$\begin{aligned} \sum F_{sy} &= -m_A(r\omega^2 \sen \omega t) + F_{i41} - F_{i41} ... \\ &+ m_{equi}(r_{equi}\omega^2 \sen \omega t) \end{aligned} \quad (4.81)$$

Con el balanceo se nota una reducción de las fuerzas de sacudimiento, tal como se observa en la **Gráfica 4.19** con respecto a la **Gráfica 4.17**.



Gráfica 4.19 Fuerza de sacudimiento del pistón frío balanceada

4.2.6 Pares de torsión de inercia y de sacudimiento

El par de torsión de inercia resulta de la acción de las fuerzas de inercia en un brazo de momento. La fuerza de inercia en el punto *A* de la **Figura 4.9** tiene dos componentes radial y tangencial (la componente radial no tiene brazo de momento). La componente tangencial tiene un brazo de momento de radio de manivela *r*. Si la ω de la manivela es constante, la masa en *A* no contribuirá al par de torsión de inercia. La fuerza de inercia en *B* tiene una componente distinta de cero, perpendicular a la pared del cilindro excepto cuando el pistón se encuentra en el PMS o el PMI. Como se hizo para el par de torsión de gas, se puede expresar el par de torsión de inercia en términos del par $-F_{i41}, F_{i41}$, cuyas fuerzas actúan siempre perpendicularmente al movimiento de la corredera (despreciando la fricción) y la distancia *x*, que es su brazo de momento instantáneo. El par de torsión de inercia es:

$$T_{i21} = (F_{i41}x) \hat{k} = (-F_{i14}x) \hat{k} \quad (4.82)$$

Al sustituir por F_{i14} y por x se obtiene:

$$T_{i21} \cong -(m_B \ddot{x} \tan \phi) \left[l - \frac{r^2}{4l} + r \left(\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t \right) \right] \hat{k} \quad (4.83)$$

Ahora se sustituyen las ecuaciones desarrolladas en apartados anteriores, posteriormente se eliminan los términos de r/l elevados a potencias mayores que uno y se tendrá la siguiente ecuación aproximada para el par de torsión de inercia con ω del eje constante:

$$T_{i21} \cong -m_B r^2 \omega^2 \sin \omega t \left[\frac{r}{2l} + \cos \omega t + \frac{3r}{2l} \cos 2\omega t \right] \hat{k} \quad (4.84)$$

Ahora se expresa completamente en términos de armónicas para que sea más instructivo, así se sustituyen algunas identidades trigonométricas:

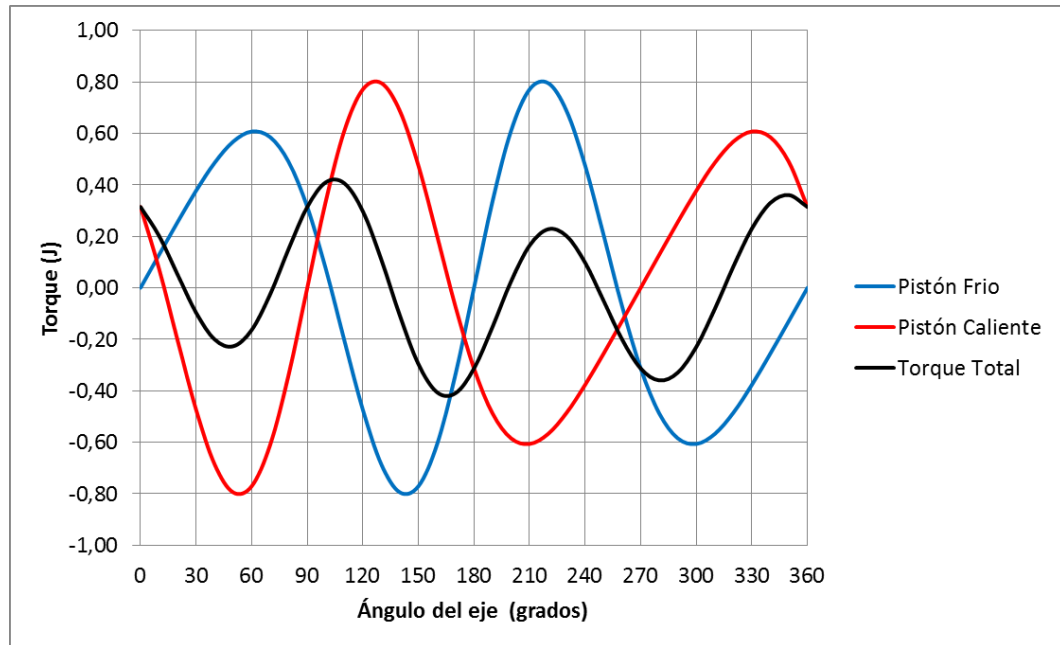
$$T_{i21} \cong \frac{1}{2} m_B r^2 \omega^2 \left[\frac{r}{2l} \sin \omega t + \sin 2\omega t \frac{3r}{2l} \sin 3\omega t \right] \hat{k} \quad (4.85)$$

Esto muestra que el par de torsión de inercia tiene un término de tercera armónica así como uno de primera y uno de segunda. La segunda armónica es el termino dominante, ya que tiene el coeficiente mayor debido a que r/l es siempre menor que $2/3$.

El par de torsión de sacudimiento es igual al par de torsión de inercia.

$$T_s = T_{i21} \quad (4.86)$$

De esta manera se obtiene la **Gráfica 4.20**



Gráfica 4.20 Torque inercial en función del ángulo de eje

El valor promedio del torque inercial es muy cercano cero, de modo que no contribuye en nada al par de torsión impulsor neto. Simplemente crea grandes oscilaciones positivas y negativas en el par de torsión total que aumenta la vibración y la irregularidad.

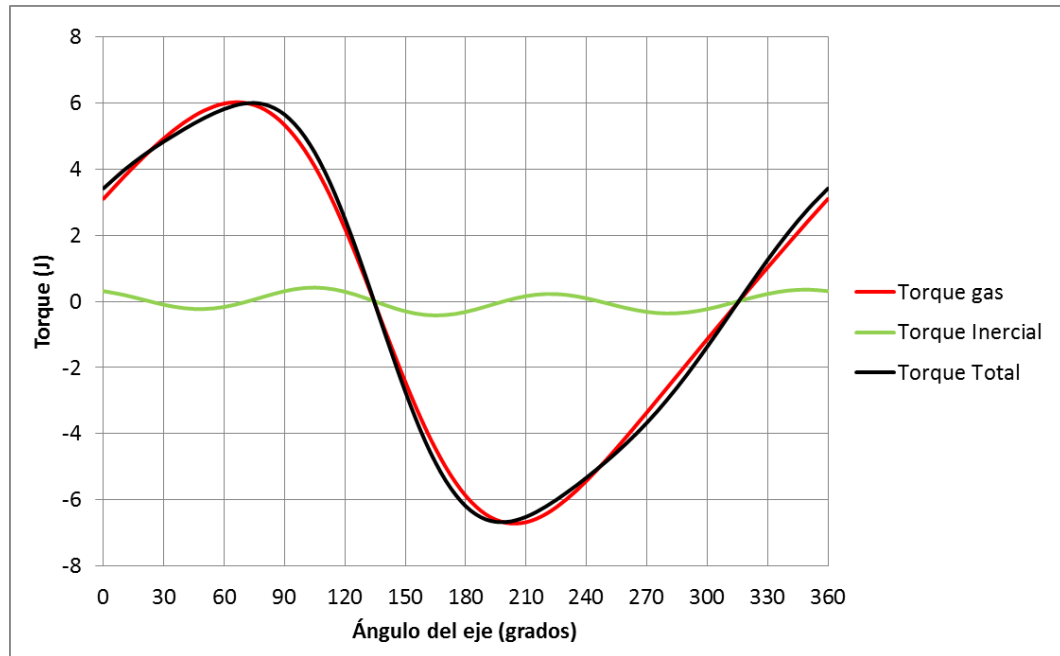
4.2.7 Par de torsión total del motor

El par de torsión total del motor es la suma del par de torsión del gas y del par de torsión de inercia.

$$T_{total} = T_g + T_i \quad (4.87)$$

El par de torsión del gas es menos sensible a la velocidad del motor que el par de torsión de inercia el cual es una función de ω^2 . Por lo que las contribuciones relativas de estas dos componentes al par de torsión total variaran con la velocidad de giro del motor.

Así se obtiene:

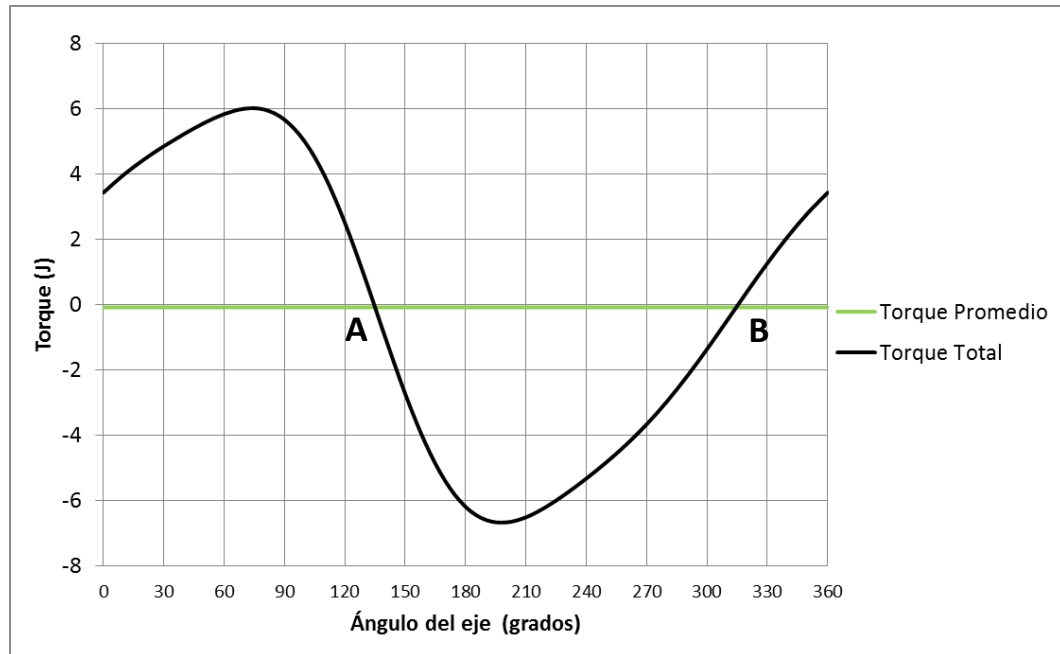


Gráfica 4.21 Torque total en función del ángulo de eje

4.2.8 Volante de inercia

Se implementa un volante de inercia, el cual es un elemento totalmente pasivo que únicamente aporta al sistema una inercia adicional, de modo que le permite almacenar energía cinética. El volante continúa su movimiento por inercia cuando cesa el par torsor que lo propulsa. Es así como el volante se opone a las aceleraciones bruscas del movimiento rotativo.

Para el diseño se calcula la integral de la **Gráfica 4.21** en los cortes con valores de torque promedio, mediante la utilización del método Simpson como se muestra a continuación:



Gráfica 4.22 Integración de los pulsos arriba y abajo al valor del torque promedio en función del ángulo de eje

Integrando se obtiene la próxima tabla:

Tabla 4.3 Acumulación de los pulsos de energía de la función de torque total del motor

Desde	$\Delta \text{Área} = \Delta E$	Suma acumulada = E	Mínimo y máximo
A hasta B	-12,2548	-12,2548	$\omega_{\max}@B$
B hasta A	11,2899	-0,9649	$\omega_{\min}@A$
$\text{Total } \Delta E = E@ \omega_{\max} - E@ \omega_{\min}$ $\text{Total } \Delta E = (-12,2548 - (-0,9649)) J = -11,2899 N.m$			

4.2.8.1 Dimensionamiento del volante

Se determina el tamaño del volante necesario para absorber esta energía con un cambio aceptable de velocidad. Este cambio de velocidad del eje durante un ciclo es llamado *fluctuación (Fl)*:

$$Fl = \omega_{\max} - \omega_{\min} \quad (4.88)$$

Siendo el coeficiente de fluctuación k_f :

$$k_{fl} = \frac{\omega_{m\acute{a}x} - \omega_{m\acute{i}n}}{\omega_{prom}} \quad (4.89)$$

Este es un parámetro de diseño que varía de 0,01 a 0,05 (1% a 5%), el cual se seleccionó como $k_{fl} = 0,05$ representando este el valor más crítico de diseño.

Se procede a calcular el momento de inercia másico I_s necesario para el sistema, la velocidad de giro promedio ω_{prom} se supone igual a la velocidad de giro constante del motor, mediante la siguiente ecuación:

$$I_s = \frac{E}{k_{fl} \omega_{prom}^2} \quad (4.90)$$

Sustituyendo se obtiene:

$$\begin{aligned} I_s &= \frac{11,2899 \text{ N m}}{(0,05)(188,4956 \text{ rad/s})^2} = 0,0064 \text{ N m s}^2 \\ &= 6.355.030 \text{ g mm}^2 \end{aligned} \quad (4.91)$$

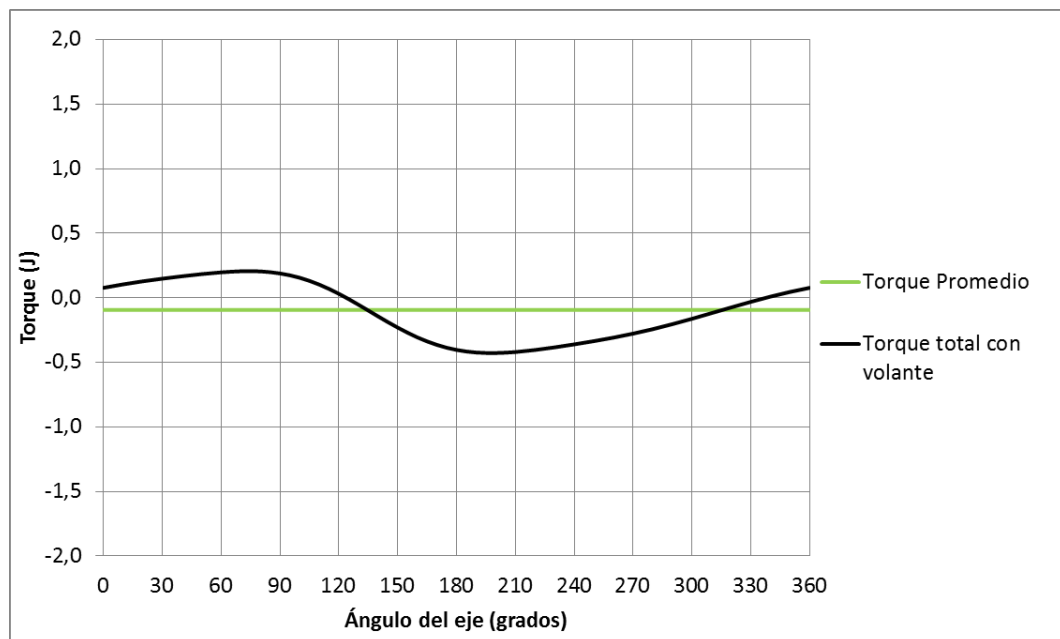
El momento de inercia del volante físico I_f se iguala entonces al requerido por el sistema I_s , es decir, $I_f = I_s$.

El diseño del volante más eficiente en términos de maximizar I_f usando el mínimo material es aquel en que la masa se concentra en su borde. Se coloca la mayor parte de la masa en la parte exterior del volante y se minimiza el peso del volante para el I_f requerido. Con la utilización de SolidWorkstm se realiza el diseño del volante y se optimiza para un acero AISI 1020, y así obtener la siguiente geometría:



Figura 4.11 Volante de inercia optimizado

Colocando el volante de inercia, se reducen significativamente las grandes oscilaciones como se observa en la siguiente gráfica:



Gráfica 4.23 Torque del motor suavizado con el volante de inercia en función del ángulo de eje

4.2.8.2 Acople de volante de inercia

Para unir el volante de inercia al eje se utiliza un acople con tornillo de presión, el

eje tiene un $D = 10 \text{ mm}$, el máximo momento torsor que será transmitido al volante de inercia es de $6,672 \text{ J}$. Entonces se calcula la fuerza de corte:

$$F = \frac{T_{max}}{r_{eje}} = \frac{6,672 \text{ N m}}{0,01 \text{ m}} = 667,2 \text{ N} \quad (4.92)$$

Se selecciona un tornillo $M5 \times 0,8$, cuya sección transversal es $14,18 \text{ mm}^2$ y se procede a calcular el esfuerzo de corte:

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{667,2 \text{ N}}{14,18 \text{ mm}^2} = 47,05 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (4.93)$$

El tornillo prisionero seleccionado es de grado ASTM A574 ($S_y = 827 \text{ Mpa}$) para determinar el factor de seguridad se utiliza la teoría de falla por tensión máxima de esfuerzo de corte:

$$\tau_d = \frac{0,5 S_y}{N} \quad (4.94)$$

Se iguala $\tau_d = \tau$ y se despeja el factor de seguridad

$$N = \frac{0,5 \cdot 827 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{47,05 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 8,78 \quad (4.95)$$

Para cargas dinámica se recomienda un factor de seguridad entre 4 y 8, Ya seguros de la resistencia se define la geometría completa del acople, como longitud sugerida se tiene $0,45 D = 4,5 \text{ mm}$, donde la mitad debe penetrar en el eje y el resto en el collarín del volante de inercia, como las longitud de los tornillos están estandarizadas de selecciona la medida más cercana $L = 5 \text{ mm}$.

4.2.9 Pasador del cigüeñal

Este se define como la barra cilíndrica que mediante apriete, mantiene las dos partes del cigüeñal unidas y perfectamente alineadas como se observa a continuación:

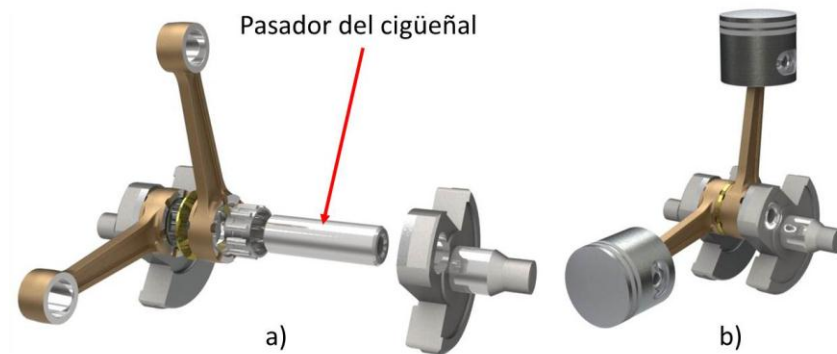


Figura 4.12 Pasador del cigüeñal a) Despiece del cigüeñal b) Conjunto armado

Esta es una parte fundamental del diseño ya que de no ser realizado un correcto apriete, es posible una desalineación y desajuste de las demás partes del motor. Se selecciona un acero *AISI 1045* para su construcción, de una forma cilíndrica y hueca a fin de minimizar su peso.

Un acople forzado por interferencia genera el mismo estado de esfuerzos en la flecha que una presión externa uniforme sobre la superficie, la presión p_{ap} creada por el apriete se puede determinar a partir de la deformación de los materiales causado por dicho apriete:

$$p_{ap} = \frac{0,5 \delta_{ap}}{\frac{r_n}{E_o} \left(\frac{r_{ec}^2 + r_n^2}{r_{ec}^2 - r_n^2} + \nu_{ec} \right) + \frac{r_n}{E_{ip}} \left(\frac{r_n^2 + r_{ip}^2}{r_n^2 - r_{ip}^2} - \nu_{ip} \right)} \quad (4.96)$$

Dónde:

- r_n = radio nominal del apriete
- r_{ec} = radio exterior del cigüeñal
- r_{ip} = radio interno del pasador
- E = módulo de Young de las piezas respectivamente
- ν = módulo de Poisson de las piezas respectivamente
- δ_{ap} = interferencia diametral total entre las piezas

Por la regla de la milésima para diámetros menores de 25,4 *mm*, el valor típico de δ_{ap} es alrededor de 0,001 a 0,002 unidades de interferencia diametral por diámetro del pasador, para un diámetro externo del pasador de 16*mm* y asumiendo 0,0015 unidades de interferencia se obtiene $\delta_{ap} = 0,024 \text{ mm}$.

El material del cigüeñal es acero, sustituyendo en la ecuación anterior se obtiene:

$$\begin{aligned}
 & p_{ap} \\
 & 0,5 (0,024 \text{ mm}) \\
 = & \frac{8 \text{ mm}}{206,8 \text{ GPa}} \left(\frac{15^2 + 8^2}{15^2 - 8^2} + 0,28 \right) + \frac{8 \text{ mm}}{206,8 \text{ GPa}} \left(\frac{8^2 + 4^2}{8^2 - 4^2} - 0,28 \right) \quad (4.97) \\
 = & 89,60 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

El par de torsión que puede ser transmitido por el apriete se define en función de la presión de ajuste:

$$T_{aj} = 2\pi r_n^2 \mu p_{ap} l_{ap} \quad (4.98)$$

Definiendo l_{ap} como la longitud del apriete. La norma *AGMA* propone un valor para el coeficiente de fricción entre el cigüeñal y el eje de $0,15 \leq \mu_{ap} \leq 0,20$ para ajustes realizados a presión, como es este caso, que se realiza el montaje con la ayuda de una prensa hidráulica. Se selecciona un valor de $\mu_{ap} = 0,15$ como criterio de diseño límite para un torque menor, así mismo se requiere un acabado de rectificado ($1,6 \mu\text{m } R_a$) tanto en el agujero como en el eje. Sustituyendo p_{ap} en la ecuación de torque se obtiene:

$$T_{ap} = \frac{\pi l_{ap} r_n \mu_{ap} \delta_{ap}}{\frac{1}{E_{ec}} \left(\frac{r_{ec}^2 + r_n^2}{r_{ec}^2 - r_n^2} + \nu_{ec} \right) + \frac{1}{E_{ip}} \left(\frac{r_n^2 + r_{ip}^2}{r_n^2 - r_{ip}^2} - \nu_{ip} \right)} \quad (4.99)$$

$$\begin{aligned}
& T_{ap} \dots \\
& = \frac{\pi(11,8 \text{ mm})(8 \text{ mm})(0,15)(0,024 \text{ mm})}{\frac{1}{206,8 \text{ GPa}} \left(\frac{15^2 + 8^2}{15^2 - 8^2} + 0,28 \right) + \frac{1}{206,8 \text{ GPa}} \left(\frac{8^2 + 4^2}{8^2 - 4^2} - 0,28 \right)} \quad (4.100) \\
& = 63,78 \text{ N} \cdot \text{m}
\end{aligned}$$

Está muy por encima del par de torsión máximo para este punto, el cual es $6,67 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Los esfuerzos tangenciales y radiales del pasador, asumido como un cilindro abierto como se aprecia en la **Figura A- 4** página 142, están dados por la ecuación de *Lame* como se observa a continuación:

$$\sigma_t = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} + \frac{r_i^2 r_o^2 (p_i - p_o)}{r^2 (r_o^2 - r_i^2)} \quad (4.101)$$

$$\sigma_r = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} + \frac{r_i^2 r_o^2 (p_i - p_o)}{r^2 (r_o^2 - r_i^2)} \quad (4.102)$$

Aplicando la presión para encontrar los esfuerzos radiales y tangenciales de cada pieza se realiza lo siguiente:

Para el pasador:

$$\begin{aligned}
\sigma_{t \text{ pasador}} &= -p_{ap} \frac{r_n^2 + r_{ip}^2}{r_n^2 - r_{ip}^2} = -89,60 \text{ MPa} \left(\frac{8^2 + 4^2}{8^2 - 4^2} \right) \dots \\
&= -149,33 \text{ MPa}
\end{aligned} \quad (4.103)$$

$$\sigma_{r \text{ pasador}} = -p_{ap} = -89,60 \text{ MPa} \quad (4.104)$$

Para el agujero:

$$\begin{aligned}
\sigma_{t \text{ agujero}} &= p_{ap} \frac{r_{ec}^2 + r_n^2}{r_{ec}^2 - r_n^2} = 89,60 \text{ MPa} \left(\frac{15^2 + 8^2}{15^2 - 8^2} \right) \dots \\
&= 160,83 \text{ MPa}
\end{aligned} \quad (4.105)$$

$$\sigma_{r \text{ agujero}} = -P_{ap} = -89,60 \text{ MPa} \quad (4.106)$$

Ahora se calcula el valor del factor de concentración de esfuerzos es necesario la razón de la longitud del apriete por el diámetro y la razón presión de ajuste por el esfuerzo a flexión nominal:

$$\frac{l_{ap}}{d_n} = \frac{11,8 \text{ mm}}{16 \text{ mm}} = 0,75 \quad (4.107)$$

$$\frac{p_{ap}}{\sigma_{fn}} = \frac{89,60 \text{ MPa}}{265,39 \text{ MPa}} = 0,34 \quad (4.108)$$

Donde el momento torsor máximo ocurre en el ángulo del cigüeñal de 200° un valor de $M = 6,67 \text{ N} \cdot \text{m}$

$$\sigma_{fn} = \frac{Mc}{I} = \frac{(6,67 \text{ N m})(0,008 \text{ m})64}{\pi((0,016 - 0,008)\text{m})^4} = 265,39 \text{ MPa} \quad (4.109)$$

Se obtiene de la Figura A- 5 el valor de $K_t \approx 1,3$ y se consigue el factor de seguridad como sigue:

$$N_{s \text{ pasador}} = \frac{s_y}{K_t \sigma_{t \text{ pasador}}} = \frac{-310 \text{ MPa}}{(1,3)(-149,33 \text{ MPa})} = 1,59 \quad (4.110)$$

$$N_{s \text{ agujero}} = \frac{s_{ut}}{K_t \sigma_{t \text{ agujero}}} = \frac{565 \text{ MPa}}{(1,3)(160,83 \text{ MPa})} = 2,71 \quad (4.111)$$

Estos factores tienen valores aceptables ya que generalmente para este tipo de ajuste los factores de seguridad obtenidos oscilan de 1 a 2.

4.3 CILINDROS DEL MOTOR

El motor tiene dos cilindros el de alta temperatura y el de baja, en la teoría el intercambio de calor hacia y desde el exterior se realiza únicamente por los intercambiadores de calor y no por dichos cilindros; en la práctica es prudente la incorporación de aletas disipadoras de calor al cilindro de baja temperatura para aumentar la salida de calor del equipo y así aproximarse en mayor proporción a la

temperatura ambiente, ideal para el lado de trabajo de baja temperatura.

4.3.1 Aletas del cilindro de baja temperatura

La salida del calor desde el intercambiador frío se obtiene de los resultados del análisis simple; ahora se asume que este calor será transferido a través de las paredes del cilindro de baja temperatura como una condición límite favorable para la implementación de aletas más adecuadas.

Se observa en la próxima figura el cilindro sin aletas (en primera instancia), mediante el cual se determina la temperatura de la pared exterior para así proceder al cálculo de aletas.

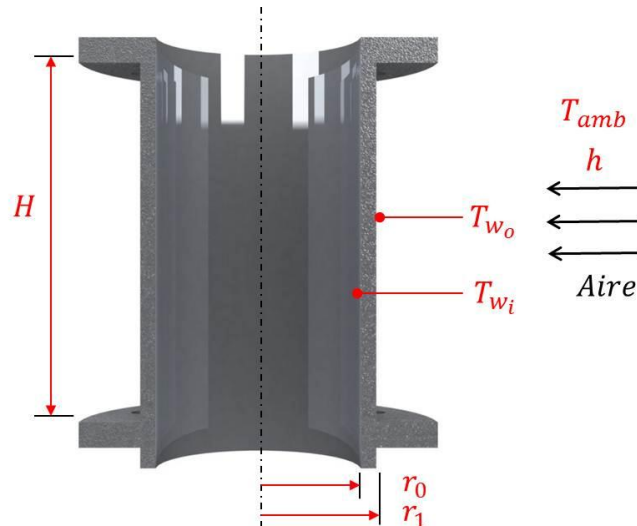


Figura 4.13 Trasferencia de calor por conducción del cilindro sin aletas

Se tiene la siguiente expresión para la transferencia de calor:

$$\dot{Q}_k = \frac{2\pi H k (T_{wi} - T_{wo})}{\ln \left(\frac{r_1}{r_0} \right)} \quad (4.112)$$

El valor de $\dot{Q}_k = 94,69 \text{ W}$ es obtenido de los resultados del análisis simple como se mencionó anteriormente, al igual el valor de la temperatura en la pared interna del cilindro T_{wi} . Despejando para obtener la temperatura de la pared exterior queda:

$$T_{w_o} = T_{w_i} - \frac{\dot{Q}_k \ln\left(\frac{r_1}{r_0}\right)}{2\pi H k} \quad (4.113)$$

Donde:

- $T_{w_i} = 450 \text{ K}$
- $r_1 = 0,023 \text{ m}$
- $r_0 = 0,020 \text{ m}$
- $H = 0,070 \text{ m}$
- $k = \text{conductividad termica del aluminio } 6261 = 171,6280 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$

Sustituyendo se obtiene:

$$T_{w_o} = 450 \text{ K} - \frac{(94,69 \text{ W}) \ln\left(\frac{0,023}{0,020}\right)}{2\pi(0,070 \text{ m}) \left(171,6280 \frac{\text{W}}{\text{m K}}\right)} = 449,82 \text{ K}$$

Con el valor de T_{w_o} se implementa el modelo de cilindro con aletas anulares, detallado en la **Figura 4.14**, se nota que el valor de H es la longitud total del arreglo de aletas, el cual va desde la brida inferior a la brida superior del cilindro.

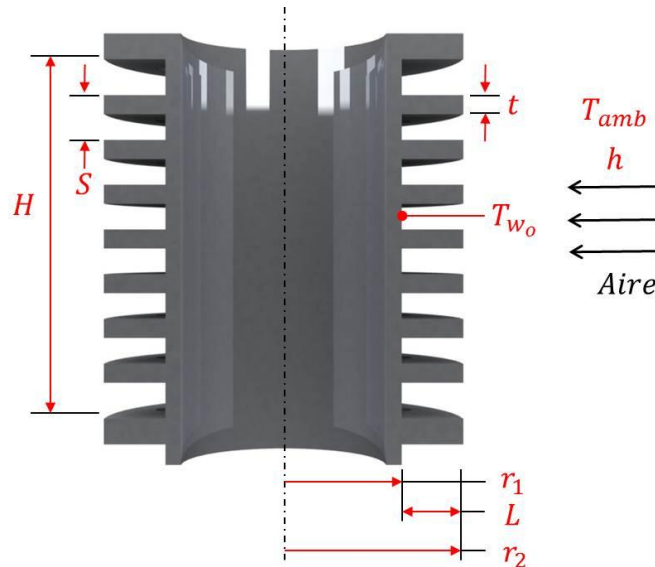


Figura 4.14 Esquema de aletas anulares

La fabricación de las aletas para este proyecto se realiza por medio de mecanizado, en vez de fundición la cual implicaría mayores costos, por lo que la distancia entre aletas queda sujeta al espesor de la herramienta de corte a utilizar la cual es de 5 mm.

La transferencia de calor está dada por:

$$\dot{Q}_{aletas} = hA_t \left[1 - \frac{NA_f}{A_t} (1 - \eta_f) \right] (T_{wo} - T_{amb}) \quad (4.114)$$

Donde N es el número de aletas, y T_{amb} es la temperatura ambiental con un valor de 300 K. A continuación se realiza la sustitución de los valores correspondientes a cada una de las variables de la ecuación anterior:

$h = \text{coeficiente de transferencia de calor por convección para el aire} = 25 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ (Carrier Air Conditioning, 2007)

$$A_f = 2\pi(r_{2c}^2 - r_1^2) = 2\pi(36,85^2 - 23^2) = 5211,58 \text{ mm}^2 \quad (4.115)$$

$$r_{2c} = r_2 + \frac{t}{2} = \left(35 + \frac{3,71}{2} \right) = 36,85 \text{ mm} \quad (4.116)$$

$$\begin{aligned} A_t &= NA_f + 2\pi r_1 (H - Nt) \dots \\ &= 7(5211,58 \text{ mm}^2) \dots \\ &+ 2\pi(23\text{mm})(70\text{mm} - 7(3,71\text{mm})) \dots \\ &= 42839,65\text{mm}^2 \end{aligned} \quad (4.117)$$

$$L_c = L + \frac{t}{2} = 12\text{mm} + \frac{3,71}{2} \text{ mm} = 13,85\text{mm} \quad (4.118)$$

$$A_p = L_c t = (13,85\text{mm})(3,71\text{mm}) = 51,47\text{mm}^2 \quad (4.119)$$

Con las dos relaciones mostradas a continuación, es posible encontrar en la **Figura A- 3** el valor de η_f la cual es la eficiencia del arreglo de aletas diseñado:

$$\frac{r_{2c}}{r_1} = \frac{36,85 \text{ mm}}{23 \text{ mm}} = 1,6 \quad (4.120)$$

$$L_c^{\frac{3}{2}} \left(\frac{h}{kA_p} \right)^{\frac{1}{2}} \dots$$

$$= (13,85 \text{ mm} (10^{-3}))^{\frac{3}{2}} \left(\frac{25 \frac{W}{m^2 K}}{171,6280 \frac{W}{m K} (51,47 \text{ mm}^2) (10^{-6})} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.121)$$

$$= 0,0867$$

Se obtiene:

$$\eta_f = 96 \%$$

Sustituyendo resulta:

$$\dot{Q}_{aletas} = \left(25 \frac{W}{m^2 K} \right) (4,283 (10^{-2} m^2)) \dots$$

$$\cdot \left[1 - \frac{(7)(5,211 (10^{-3} m^2))}{4,283 (10^{-2} m^2)} (1 - 0,96) \right] (449,82 - 300) K = 155 W$$

Ahora se realiza la comparación del valor del calor de salida del sistema menos el valor de salida de calor por las aletas:

$$\dot{Q}_{aletas} - \dot{Q}_r = (155 - 94,69) W = 60,31 W \quad (4.122)$$

Es claro una salida calor por las aletas aún mayor que la necesaria por el equipo, por lo que satisface la condición de diseño el arreglo de aletas seleccionadas.

4.3.2 Anillos del pistón

En los motores Stirling en especial los de menores cilindradas a presiones relativamente bajas es común la utilización de anillos de pistón de teflón, el cual presenta un coeficiente de roce μ extremadamente bajo entre 0,05 y 0,09, no necesita lubricación y resiste temperatura hasta 260° C.

De esta manera se implementa en el modelo desarrollado anillos de politetrafluoroetileno ó *PTFE* (nombre comercial teflón). Se selecciona una aleación con mejor desempeño para las condiciones de funcionamiento y aire como fluido de trabajo, como lo es *Ecoflon 2*, el cual posee 15% de fibra de vidrio y 5% de bisulfuro de molibdeno, el proveedor *SKF* define sus características en la siguiente tabla:

Tabla 4.4 Propiedades de Ecoflon 2, proveedor SKF

Propiedad	Unidad	Valor
Densidad	g/cm^3	2,25
Resistencia a la tracción	N/mm^2	18
Coeficiente de expansión térmica ($25^{\circ}C$)	K^{-1}	$(11)10^{-5}$
Temperatura mínima de servicio	$^{\circ}C$	-200
Temperatura máxima de servicio	$^{\circ}C$	+260

Ya que el modelo desarrollado es de un tamaño reducido, la fuerza de roce f_r juega un rol importante, donde de existir en una magnitud alta puede generar muchas pérdidas por fricción o hasta detener el funcionamiento del dispositivo, por ello se descarta la opción de la implementación de anillos metálicos.

4.3.3 Ajuste en el cilindro-pistón

El ajuste adoptado para este conjunto se basa en la recomendación de la organización internacional de normalización ISO, el cual para la aplicación de émbolos recomienda un ajuste del tipo fino, clase giratorio.

Se toma como sistema de referencia el eje base ya que se tiene el pistón seleccionado, entonces el ajuste es (*h6*) eje (*G7*), se debe proporcionar un acabado *N6/N7* por el grado de precisión requerido por el ajuste.

El diámetro nominal es de $39,7\text{ mm}$, ubicando este valor junto con las tolerancias recomendadas en la norma norven 12.010 se obtienen los valores de juego mínimo $j_{min} = 9\text{ }\mu m$ y juego máximo $j_{max} = 50\text{ }\mu m$

Finalmente se concluye que para el cilindro los valores aceptables de construcción son $39,7 \begin{smallmatrix} 34 \\ 9 \end{smallmatrix}$ y para el pistón $39,7 \begin{smallmatrix} 0 \\ -16 \end{smallmatrix}$ con un acabado superficial de N6.

4.3.4 Expansión térmica

Se realiza esta etapa del estudio solo para los componentes del lado de alta temperatura. Ya que el ajuste entre el cilindro y los anillos es de gran importancia para el funcionamiento del motor, y este se ve comprometido por las condiciones térmicas a las que están sometidos, se realizó un estudio de expansión térmica en el programa *AnsysTM* con el fin de conocer las variaciones de las dimensiones de estos componentes y así garantizar el ajuste adecuado a la temperatura de trabajo:

Se asume que la temperatura de trabajo promedio que tendrán estas piezas es de 150°C .

La expansión del diámetro del cilindro es de $0,1440\text{ mm}$, lo que tendrá por lo que el cilindro tendrá como diámetro final $39,864\text{ mm}$. Asumiendo que el cilindro en su construcción tendrá un diámetro de $39,720\text{ mm}$ a temperatura ambiente.

Se analizó la expansión térmica de los anillos instalados en el pistón con *AnsysTM*, y se determinó que deben tener un diámetro exterior de $39,5834\text{ mm}$ y un diámetro interior de $39,700\text{ mm}$ a temperatura ambiente, para que con su expansión térmica tengan una interferencia de $1,5\text{ }\mu\text{m}$ con el cilindro.

4.3.5 Fuerza de roce en los cilindros

Como se observa el apriete máximo en las condiciones de trabajo será de $1,5\text{ }\mu\text{m}$ garantizando así un cierre hermético en el sistema y una fuerza de roce aceptable.

La fuerza de fricción se introduce en los cálculos con la fuerza del gas, se debe tomar en cuenta el sentido de la misma, ya que para cada cilindro en ciertos momentos estas fuerzas se suman y en otros se restan, esto depende del sentido de giro y el ángulo de la manivela.

En la siguiente tabla se observa la interacción de la fuerza de roce en el motor:

Tabla 4.5 Fuerza de fricción de los cilindros

Ángulo (grados)	Cilindro de expansión	Cilindro de compresión
0 – 90	$F_{ge} + Fr$	$F_{gc} + Fr$
90 – 180	$F_{ge} - Fr$	$F_{gc} + Fr$
180 – 270	$F_{ge} - Fr$	$F_{gc} - Fr$
270 – 360	$F_{ge} + Fr$	$F_{gc} - Fr$

4.4 RODAMIENTOS

Existen implementados en el motor tres pares de rodamientos; un par está instalado entre la biela y el pasador del pistón, otro par ubicado entre la biela y el pasador del cigüeñal y un tercer par ubicado entre la carcasa y el eje principal del cigüeñal.

En la **Figura 4.15** se muestra la representación de los rodamientos utilizados en la biela, los cuales son adquiridos en conjunto con el cigüeñal, el pistón y los pasadores. Es claro que las condiciones de trabajo para las cuales estos fueron diseñados y creados (velocidad, presión, vibración, desgaste, etc.), son mucho más críticas que las condiciones a las que están sometidas por el motor Stirling, por esta razón no es necesario un cálculo resistivo de este elemento.



Figura 4.15 Representación de los rodamientos de la biela

4.4.1 Selección de rodamiento

El rodamiento a seleccionar es el ubicado en las tapa de la carcasa el cual funciona como soporte para el cigüeñal y los componentes asociados. Se tendrá como criterio de selección el diámetro del eje (diámetro interior del rodamiento), un costo bajo de adquisición, existencia en el mercado, poco espacio ocupado, gran capacidad de carga radial y ligera capacidad de carga axial.

De esta manera la mejor opción es el rodamiento de bola de una hilera, con un diámetro de 10 *mm*, continuando con gran existencia en el mercado y bajo costo de obtención, se selecciona el rodamiento designación 6000 cuyo proveedor *SKF* indica sus propiedades:

- $d_i = \text{interno} = 10 \text{ mm}$
- $d_o = \text{diámetro externo} = 26 \text{ mm}$
- $t = \text{espesor} = 8 \text{ mm}$
- $C = \text{carga dinámica} = 4,75 \text{ KN}$
- $C_0 = \text{carga estática} = 1,96 \text{ KN}$
- $\text{Velocidad límite} = 40.000 \text{ rpm}$

La carga de trabajo se asume como la aplicada al cigüeñal ignorando el peso del mismo y el volante de inercia.

$$C_1 = \frac{F_c}{2} = \frac{430}{2} = 215 \text{ N} \quad (4.123)$$

La velocidad límite es mucho mayor a la que es sometida por el motor, lo que asegura un buen funcionamiento, así mismo el proveedor informa que el rodamiento sufrirá daños (fractura en su cara interna) cuando la carga de trabajo supera ocho veces la carga estática, como se muestra:

$$8C_0 = 15.680 \text{ N} \gg 215 \text{ N} = C_1 \quad (4.124)$$

Ahora para determinar la vida útil del rodamiento se procede a resolver la

siguiente ecuación:

$$C = C_1 \left(\frac{N_1}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.125)$$

Definiendo:

- C_1 = Carga radial de diseño
- N_1 = Vida útil de diseño

Despejando se obtiene:

$$N_1 = 10^6 \left(\frac{C}{C_1} \right)^3 \quad (4.126)$$

Sustituyendo:

$$N_1 = 10^6 rev \left(\frac{4750 N}{215 N} \right)^3 = 10,78 (10^9) rev \quad (4.127)$$

Para la velocidad del motor de 1.800 *rpm* se obtiene el tiempo de vida útil del rodamiento:

$$t_{vida\ útil} = \frac{N_1}{\omega} = \frac{10,78(10^9) rev}{(1.800 rpm) \left(\frac{60 min}{h} \right)} = 99.848 h \quad (4.128)$$

Es un tiempo de vida útil bastante alto sobre todo por los bajos costos que representan los recambios de estos rodamientos.

4.4.2 Ajuste en los rodamientos del eje cigüeñal

Los anillos del rodamiento deben unirse a los elementos del montaje (eje y alojamiento) de tal manera que se vuelvan parte integrante de los mismos. El modo de unión debe evitar todo movimiento relativo de los anillos sobre su asiento bajo la acción de cargas radiales y axiales, siempre respetando la precisión del rodamiento, su juego de funcionamiento, sus límites de carga, velocidad y temperatura.

Bajo la acción de la carga radial, uno de los dos anillos del rodamiento en

rotación tiene tendencia a girar. Para evitar todo desgaste del asiento, este desplazamiento debe ser impedido mediante un ajuste apropiado.

Las tolerancias de los rodamientos de precisión normal (extraído de la norma ISO 492) se observa en la próxima tabla:

Tabla 4.6 Tolerancia para rodamiento radial de bola 6000

Diámetro	Tolerancia		Diámetro	Tolerancia	
$2,5 < d \leq 10$	<i>Sup</i>	<i>Inf</i>	$18 < D \leq 30$	<i>Sup</i>	<i>Inf</i>

El ajuste recomendado según la norma ISO 286 es que para cargas menores a $c/5$ y con la condición de carga que gira respecto al anillo exterior se sugiere una tolerancia para el alojamiento del anillo externo de $M7$ y para el eje que acopla con el anillo interno de 6.

Entonces se tiene que para el ajuste eje-rodamiento:

Tabla 4.7 Ajuste entre el eje y el rodamiento

	Tolerancia		Valor medio	Intervalo de tolerancia
	Mínima	Máxima		
ϕ_{int} del rod.	-8	0	-4	8
ϕ del eje	-5	-14	-9,5	9

$$\begin{aligned} & \text{Apriete teórico medio } (Atm) \\ & = -(medio \text{ eje} - medio \text{ rodamiento}) \end{aligned} \quad (4.129)$$

$$Atm = -[-9,5 - (-4)] = -5,5 \quad (4.130)$$

Ajuste alojamiento-rodamiento:

Tabla 4.8 Ajuste entre alojamiento y el rodamiento

	Tolerancia		Valor medio	Intervalo de tolerancia
	Mínima	Máxima		
$\varnothing_{ext}$ del rod.	-9	0	-4,5	9
$\varnothing$ del	0	-21	-10,5	21

$$\begin{aligned}
 & \text{Apriete teórico medio (Atm)} \\
 & = -(\text{medio rodamiento} \\
 & \quad - \text{medio alojamiento})
 \end{aligned}
 \tag{4.131}$$

$$\text{Atm} = -[-4,5 - (-10,5)] = -5,5
 \tag{4.132}$$

4.4.3 Estimación del momento de fricción

Es posible calcular el momento de fricción con una precisión suficiente bajo determinadas condiciones:

- Carga del rodamiento $P \approx 0,1 C$
- Buena lubricación.
- Condiciones de funcionamiento normales.

Usando un coeficiente de fricción constante, para los rodamientos rígidos de bolas $\mu = 0,0015$ en la siguiente ecuación:

$$M = 0,5 \mu P d
 \tag{4.133}$$

La carga en los rodamientos para el motor Stirling es:

$$P = \frac{F_c}{2} = \frac{462 \text{ N}}{2} = 231 \text{ N}
 \tag{4.134}$$

Siendo el diámetro del eje $d = 10 \text{ mm}$, se procede entonces hacer el cálculo:

$$M = (0,5)(0,0015)(231 \text{ N})(10 \text{ mm}) = 1,733 \text{ N mm} = 0,0017 \text{ J}$$

El momento de fricción de los rodamientos genera una pérdida despreciable con respecto al torque generado por el motor, por lo que no será incluido en los cálculos.

4.5 ANÁLISIS DE ESFUERZOS

En esta etapa se estudia mediante elemento finito las piezas más críticas del prototipo mediante el software *AnsysTM*.

4.5.1 Eje Cigüeñal

Es el elemento encargado de transformar las fuerzas y movimientos longitudinales en par torsor y velocidad angular respectivamente, además su función principal es unir todas las piezas del mecanismo para conseguir los eslabonamientos del conjunto.

Debe tener la capacidad de resistir las fuerzas generadas por el ciclo sobre los pistones, transmitidas a él a través de las bielas, así como también el par torsor al que estará sometido y el peso del volante de inercia.

En la página 73 se calcularon las fuerzas y reacciones en cada elemento generadas por la fuerza del gas y las fuerzas de inercia, sin embargo era un modelo simplificado donde no se analizaba el cigüeñal como un eje, ni los efectos de los dos pistones trabajando simultáneamente.

En la **Figura 4.16** se muestra las fuerzas que intervienen en el mecanismo con un sistema de referencia común, donde la biela se representa por el número 5, el pistón por el 6, y el cilindro por el 7; todos estos son correspondientes al lado de alta temperatura.

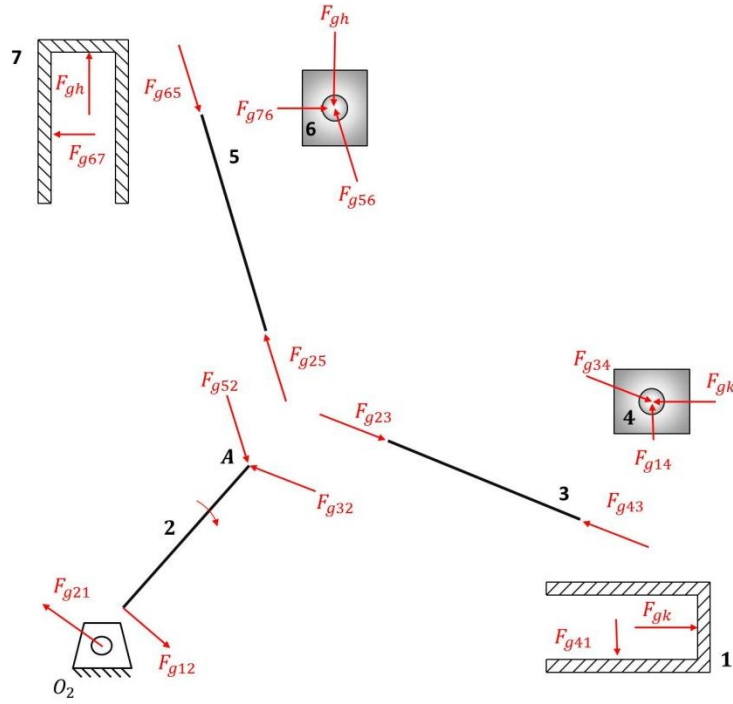


Figura 4.16 Fuerzas combinadas sobre la manivela

En la tabla de cálculo desarrollada en el programa *ExcelTM*, se determinan las fuerzas de sacudimiento que actúan sobre el pasador del cigüeñal (representado por el punto A en la **Figura 4.16**) tanto en el eje de las abscisas F_{sx} como en el eje de ordenadas F_{sy} .

Se representa F_c como la fuerza resultante sobre el pasador del cigüeñal, el cual se determina tanto para x como para y , en el lado de alta h y de baja temperatura k como se muestra a continuación para cada ángulo del cigüeñal:

$$F_{cx_k} = F_{g_k} + F_{sx_k} \quad (4.135)$$

$$F_{cy_k} = F_{14} + F_{sy_k} \quad (4.136)$$

$$F_{cx_h} = F_{sx_h} + F_{76} \quad (4.137)$$

$$F_{cy_h} = F_{g_h} + F_{sy_h} \quad (4.138)$$

Luego se realiza una sumatoria algebraica y se calcula el ángulo φ de dirección de la resultante respecto al eje x con el fin de analizar las dos fuerzas que se producen en cada pistón como una sola, de esta manera se detecta en que posición el cigüeñal soporta la mayor carga.

$$F_c = \sqrt{(F_{cx_h} + F_{cx_k})^2 + (F_{cy_h} + F_{cy_k})^2} \quad (4.139)$$

$$\varphi = \tan^{-1} \left[\frac{F_{cy_h} + F_{cy_k}}{F_{cx_h} + F_{cx_k}} \right] \quad (4.140)$$

Se identifica entonces el estado de esfuerzos máximo cuya posición es cuando el cigüeñal está en el ángulo 140° con valor de $F_c = 430,6 \text{ N}$, luego se procede a realizar el análisis resistivo en el programa *AnsysTM*.

El material del cigüeñal es una aleación de acero al carbono 1045 templado en agua y revenido a 430°C .

Se realizó inicialmente un análisis estático que definirá si se amerita un estudio más exhaustivo esta pieza.

El estado de cargas final al que está sometido el cigüeñal puede observarse en la **Figura 4.17**. Las fuerzas que ejercen el cilindro frío "A" y cilindro caliente "B" fueron colocadas como cargas de rodamientos, al igual que la carga resultante por el peso del volante de inercia, los puntos de apoyos con los rodamientos se representan como soportes fijos.

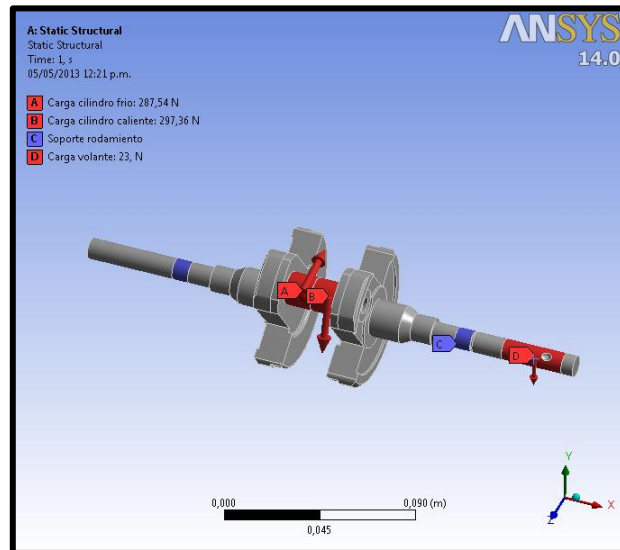


Figura 4.17 Cargas sobre el cigüeñal

En el módulo de solución se solicita análisis de esfuerzos por la teoría de la máxima energía de distorsión (criterio de Von Mises), como se observa en la **Figura 4.18**. La sección crítica es en el eje del cigüeñal del lado de baja temperatura (del lado izquierdo de la imagen) al inicio del apoyo, ahí se tiene una sección transversal reducida y es donde existe el mayor momento flector.

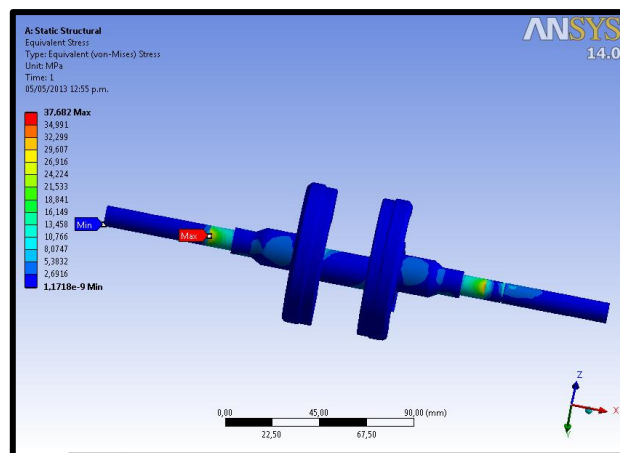


Figura 4.18 Esfuerzo equivalente por Von-Mises en el cigüeñal

En la **Figura 4.19** se muestra el estudio de deformación total para conocer los

desplazamientos que existirán en el interior del motor, como se observa el valor máximo es de $0,0077 \text{ mm}$, al ser un valor tan pequeño se asume que no traerá consecuencias.

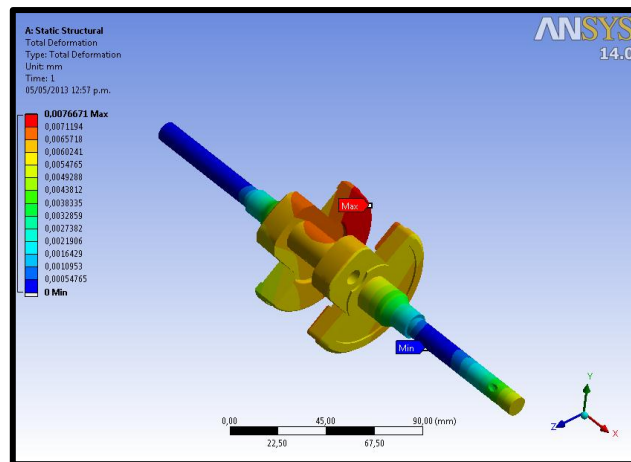


Figura 4.19 Deformación total del cigüeñal

Teniendo un esfuerzo máximo de $37,68 \text{ MPa}$, y sabiendo que el límite elástico del material es de 731 MPa se tiene un factor de seguridad de $N = 19,4$. Ya que es un valor relativamente alto no es necesario hacer un estudio a fatiga.

Este análisis fue comprobado con su respectivo análisis de convergencia con el fin de validar los resultados y así obtener la malla más adecuada para el conjunto cigüeñal analizado.

4.5.2 Cilindros

Los cilindros están contruidos en aluminio 6261 – T5 para su estudio de esfuerzos se analizaron cargas de presión existentes en su interior, se despreciaron las fuerzas de tracción que aplican sobre él, ya que las barras roscadas que sujetan a todo el conjunto proveen de suficiente rigidez al sistema para desligar a los cilindros de dichas cargas, también se sometió a la temperatura aproximada de trabajo que es de 150°C , con la finalidad de conocer su máxima deformación.

El análisis termodinámico indican que la máxima presión que se genera en el

ciclo será de 264 kPa , se procede entonces a analizar el cilindro en *Ansys*TM.

Se realizó análisis de esfuerzos por el criterio de Von Mises, este se observa en la próxima figura:

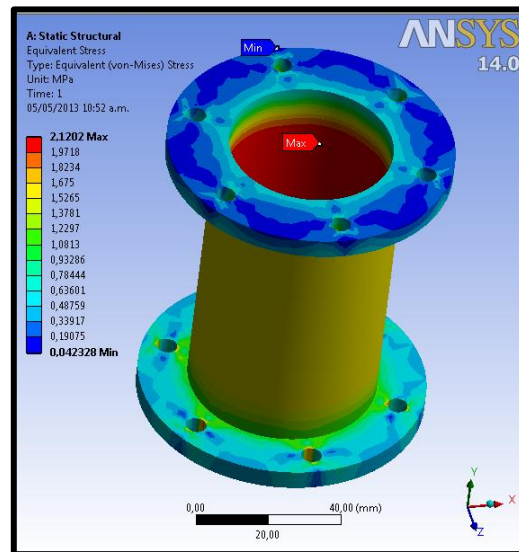


Figura 4.20 Estado de esfuerzo para cilindro a presión máxima

4.5.2.1 Deformación de cilindro

Es necesario el estudio de la deformación total del cilindro, ya la variación de sus dimensiones puede provocar el escape del gas a presión, en la siguiente imagen muestra la deformación total representada total en forma de vectores para indicar la dirección de éstas:

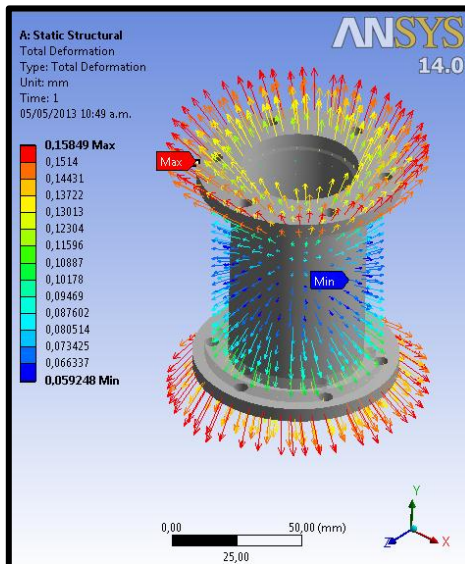


Figura 4.21 Deformación de cilindro sometido a la presión máxima

Se realizó además un estudio de deformación específicamente en la pared interna del cilindro con la finalidad de conocer la variación de sus dimensiones y ser aplicados estos datos en la sección de ajustes.

La variación del diámetro interior del cilindro es de $0,1438 \text{ mm}$. Un valor aceptable para las condiciones a la que está sometida la pieza. El factor de seguridad es muy elevado ($N = 190$), teniendo en cuenta que el límite elástico a la tensión para esta aleación de aluminio es de 280 MPa . Por lo que no se hace necesario profundizar en el análisis de esfuerzos haciendo un estudio de fatiga para esta pieza.

4.6 FABRICACIÓN

En esta etapa se trata lo respectivo a los métodos constructivos utilizados y materiales empleados en la realización de cada parte del prototipo.

4.6.1 Carcasa y tapas

La carcasa se realizó a partir de un tubo de acero estructural cuadrado de 100 mm de lado y 3 mm de espesor. Se cortó a la longitud requerida con una tronzadora; los agujeros de los cilindros se realizaron con una sierra copa de 46 mm .

Las tapas fueron hechas a partir de una lámina de $4mm$ de espesor cortadas a la medida, a las cuales se le soldaron pletinas para ser unidas a la carcasa mediante tornillos Allen $M6$.

Para asegurar la concentricidad entre los rodamientos, se armó el conjunto carcasa-tapas, y se realizó un taladrado pasante de tapa a tapa.

Se torneó el alojamiento de los rodamientos y se soldaron a los agujeros antes nombrados. En la **Figura 4.22** se muestra cada una de las partes explicadas en este punto:

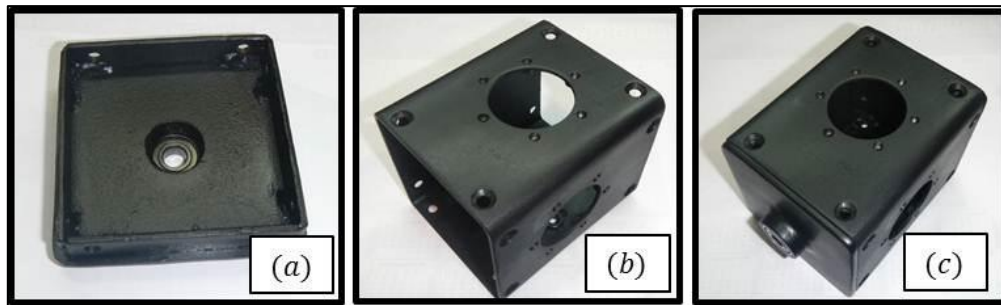


Figura 4.22 (a) Vista posterior de tapa (b) Carcasa (c) Conjunto carcasa-tapas

4.6.2 Conjunto cigüeñal

La fabricación de un cigüeñal de diseño propio incurriría en altos costos, por lo que se tomó como partida el cigüeñal de una moto tipo *jog* 50 cc. Ya que este no tenía las dimensiones óptimas se realizaron una serie de modificaciones hasta llegar a la geometría requerida.

En primera instancia se cilindró el eje en el torno como se observa en la **Figura 4.23** (a), hasta llegar a un diámetro de 10 mm . Posteriormente en la fresadora de cortó parte del cuerpo (**Figura 4.23** (b)), para obtener el contrapeso necesario, calculado en la sección de balanceo.

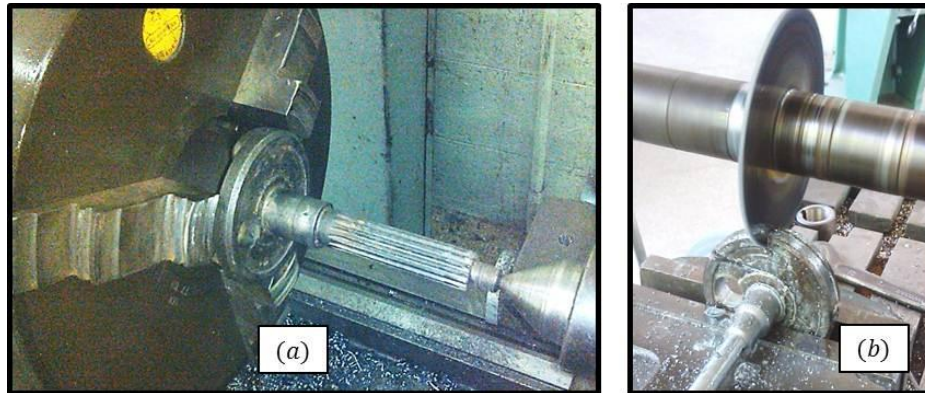


Figura 4.23 Mecanizado del cigüeñal (a) Cilindrado (b) Corte

En la Figura 4.24 (a) se observa las dos partes del cigüeñal terminadas, el pasador, las dos bielas, los dos rodamientos y la arandela espaciadora.

El pasador une los dos lados del cigüeñal mediante apriete, y alberga los dos rodamientos de aguja con sus respectivas bielas separadas por la arandela espaciadora de bronce. Él fue fabricado en el torno a partir de una barra de acero y taladrado en su interior para reducir su peso.

La inserción del pasador en los agujeros de cigüeñal se realizó con una prensa hidráulica. Para asegurar la concentricidad se realizó el montaje del conjunto cigüeñal en el torno, y con una velocidad giro constante se observa la desalineación, la cual se mejora con pequeños impactos. Esto fue realizado las veces necesarias.

Se adquirió una arandela espaciadora de bronce para evitar la fricción entre las bielas, con una distancia recomendada entre arandela y biela de 10 décimas de milímetro.

La Figura 4.24 (a) muestra los componentes del conjunto cigüeñal antes de ser unidas, y la derecha (b) las muestra luego de su ensamblaje y alineación.

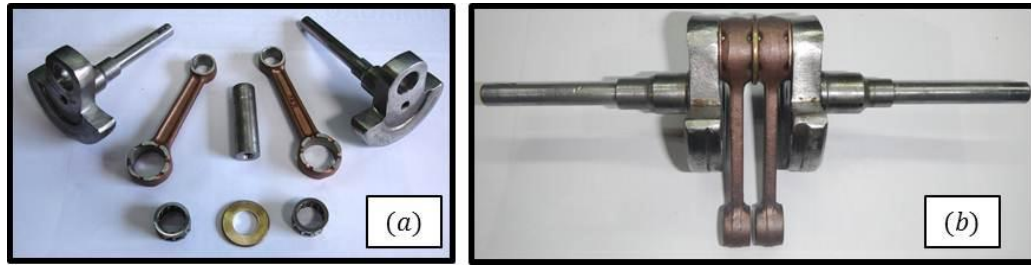


Figura 4.24 Conjunto cigüeñal (a) Despiece (b) Armado

4.6.3 Volante de Inercia

Este se realizó a partir de una barra circular de acero 1020 (**Figura 4.25 (a)**), se torneó hasta lograr la geometría requerida **Figura 4.25 (b)**. Los seis agujeros que se observan fueron realizados en el plato divisor para asegurar la simetría entre estos.

En la maza central se realizó la rosca con la ayuda de un juego de macho $M5 \times 0,8$, la cual sirve de asilo para el tornillo prisionero.

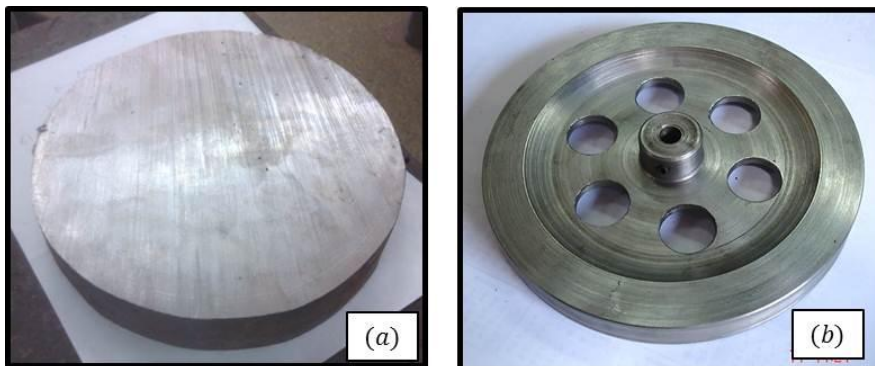


Figura 4.25 Volante de inercial (a) Tocho de acero (b) Pieza terminada

4.6.4 Pistones

Para tener congruencia con el conjunto cigüeñal, se utilizó el pistón del mismo modelo de moto. Para adaptarlo a este proyecto se cortó parte de la falda para evitar que su extremo inferior sobresalga de los cilindros.

Los pistones traen de fábrica dos ranuras de ancho $1,4 \text{ mm}$ y de profundidad $2,0 \text{ mm}$, estas dimensiones son destinadas para anillos de acero que comúnmente usan las motos dos tiempos. Se amplió el ancho de las ranuras a $2,5 \text{ mm}$ con un

proceso de torneado, de esta manera se crea una superficie mayor de contacto y así una mayor estabilidad en el asiento del anillo sobre el pistón.

4.6.4.1 Anillos de pistón

Los anillos de teflón fueron fabricados y colocados en el pistón por una empresa especialista en neumática e hidráulica, se pueden apreciar en la **Figura 4.26** al igual que los pistones modificados.

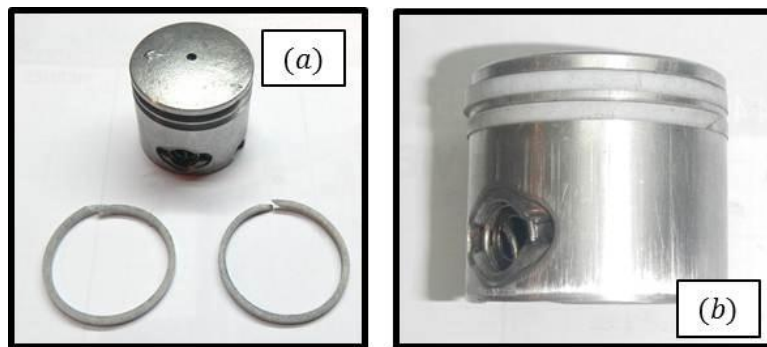


Figura 4.26 (a) Pistó y anillos de teflón (b) Montaje de los anillos al pistón

4.6.5 Cilindros

Fueron mecanizados a partir de una barra maciza de 4" de diámetro de aluminio 6261 T5, a través de un torno con refrigeración para asegurar un acabado muy fino en el interior de los cilindros. Los agujeros de 5mm se realizaron con una broca poco común con 140 mm de longitud, esto con el fin de asegurar la concentricidad de los mismos.

En la **Figura 4.27**, se muestra del lado izquierdo el cilindro de baja temperatura (con aletas), y del lado derecho el de alta.



Figura 4.27 Cilindros

4.6.6 Intercambiadores de calor

Debido a la complejidad de esta pieza se realizó en dos partes las cuales se unieron mediante el método de soldadura *TIG*.

4.6.6.1 Pieza ranurada

El proceso de fabricación para obtener los intercambiadores de calor a partir de una barra solida generaría altos costos por necesitar herramientas de fresa poco común y de dimensiones muy pequeñas. Por esto mediante un proceso manual con ayuda de segueta y lima, se realiza una adaptación de un disipador térmico utilizado en sistemas electrónicos, cuyo material es aluminio, lo que asegura una buena transferencia de calor.

De esta manera de observa en la **Figura 4.28** la geometría original y la final, tanto del intercambiador de alta como de baja temperatura. Para llegar a la medida final se realizó un cilindrado y refrentado en el torno.

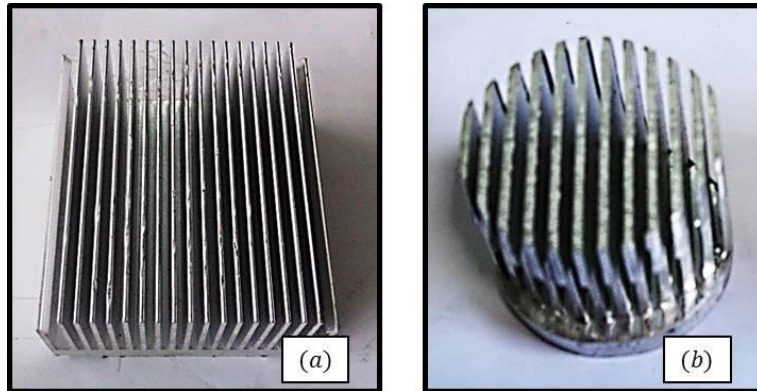


Figura 4.28 Pieza ranurada (a) Forma original (b) Pieza finalizada

4.6.6.2 Alojamiento de pieza ranurada

Es realizado mediante el torneado de un tocho de aluminio 6261 T5. Posteriormente taladró el agujero para la conexión del tubo regenerador y los agujeros de la brida con la ayuda del plato divisorio, como se observa en la **Figura 4.29**. Cabe resaltar que para el intercambiador de baja temperatura esta pieza posee aletas anulares para mejorar la transferencia de calor con el ambiente.

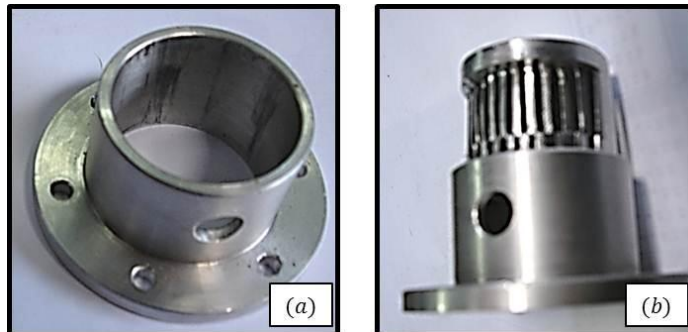


Figura 4.29 (a) Alojamiento de pieza ranurada (b) Ensamblaje del intercambiador de calor

En la **Figura 4.30** se muestra el conjunto finalizado del intercambiador de calor, listo para la aplicación de la soldadura.

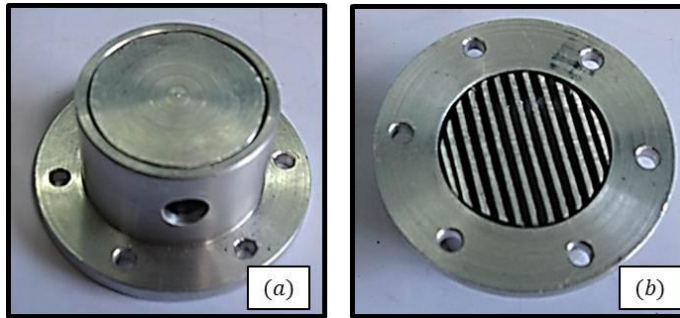


Figura 4.30 Intercambiador de calor (a) Vista superior (b) Vista inferior

4.6.7 Regenerador

Este consta de partes que son descritas a continuación:

- Tubo de aluminio: utilizado en refrigeración automotriz, se cortó la longitud del segmento requerido con un cortatubo y se dobló hasta obtener la geometría necesaria para conectar el intercambiado de alta con el de baja.
- Malla: esta se realizó con alambre de cobre de 1mm de diámetro. Consta de una fibra central (alambre de 200mm de longitud), a la cual se le soldó con estaño consecutivamente pequeños alambres con forma de espirales. Esta malla es alojada dentro del tubo de aluminio.
- Válvula de precarga: es utilizada en sistemas de refrigeración automotriz, se soldó al tubo de aluminio en su parte central, para medir las presiones en el ciclo y poder variar la presión media de trabajo. Esta válvula posee una tapa para evitar fugas del gas indeseadas.

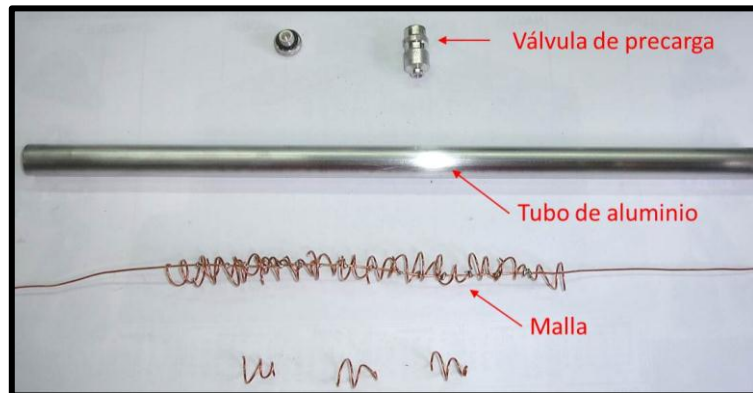


Figura 4.31 Partes del regenerador

4.6.8 Base del motor

Se construyó una base trípode de 80 *cm* de altura (para una facilitar la manipulación del motor al momento de ensamblar y hacer pruebas) de tubos de acero de una pulgada. Se cortó a la medida una placa de 3 *mm* de espesor y soldó en la parte superior del trípode. Se taladró 3 agujeros para el acople del motor a la base, mediante el apriete de 3 tornillos de media pulgada.

Se pegó en la superficie de contacto entre la base y la carcasa, al igual que en los tres apoyos del suelo una goma de 5 *mm* de espesor, esto a fin de reducir al máximo las vibraciones.



Figura 4.32 Base del motor

4.6.9 Juntas de sellado

Son las ubicadas entre los intercambiadores de calor y los cilindros, su función es evitar la fuga del aire entre estas uniones bridadas. Se realizaron de amianto (1,5 mm de espesor), esto por su versatilidad de aplicaciones, la facilidad para su corte a la geometría requerida, bajo costo, elasticidad y por resistir temperaturas de hasta 350 °C.

Se realizó con un proceso manual de punzonado y la **Figura 4.33** muestra la geometría de las juntas.

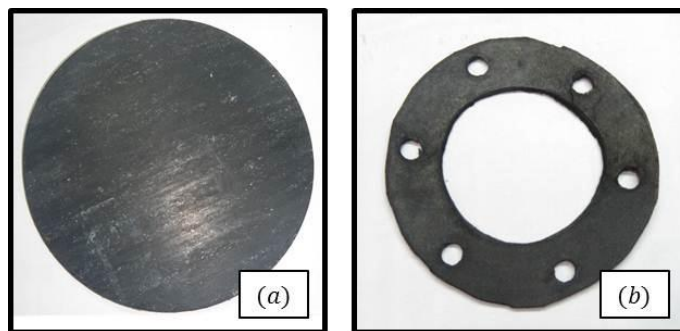


Figura 4.33 Juntas de sellado (a) Antes del punzonado (b) Pieza finalizada

4.6.10 Ensamblaje de componentes

Luego de haber fabricado y adquirido todas las partes del motor se procedió al ensamblaje, siguiendo en orden los pasos descritos a continuación:

1. Se acopla la carcasa a la base, mediante los tornillos de sujeción.
2. Se introduce el cigüeñal en la carcasa, posicionándolo de tal manera de que sobresalga las bielas por sus respectivos agujeros.
3. Se colocar con la ayuda de una prensa los rodamientos en los alojamientos de las tapas de la carcasa.
4. Se posiciona las tapas en sus respectivos lados y se introducen los ejes cigüeñal hasta hacerlo llegar a su posición final, con la ayuda de un mazo de goma.

5. Se introducen los retenes a las muescas del eje cigüeñal a fin de evitar movimientos laterales.
6. Se asegura las tapas a la carcasa mediante los tornillos Allen *M6*. Se debe jugar con el apriete de los tornillos a fin de promover la mejor alineación del eje posible.
7. Se colocan los pistones con los anillos de teflón en sus respectivas bielas, se introduce los rodamientos de aguja y el bulón, posteriormente se instala las arandelas Seeger, a fin de prevenir el desacople de estas piezas.
8. Se ubican los cilindros, las juntas de sellado e intercambiadores de calor en sus posiciones, para ser asegurados mediante las barras rocadadas y las tuercas requeridas.
9. Finalmente se acopla el volante de inercia al eje mediante el apriete del tornillo prisionero sobre su muesca.

Siguiendo estos pasos se obtiene el correcto ensamblaje del motor Stirling como se muestra a continuación:



Figura 4.34 Motor Stirling finalizado

4.7 COSTOS

En esta etapa se trata solamente los costos de los materiales y mano de obra invertidos en la fabricación del prototipo, sin tomar en cuenta el costo de la investigación previa a su construcción.

Tabla 4.9 Costos de los materiales del prototipo

MATERIALES	COSTO (Bs)	PARTE
2 Barra de aluminio circular 6261 T5, 4"x100 mm	100	Cilindro alta T. Cilindro baja T.
2 Barra de aluminio circular 6261 T5, 4"x50 mm	50	Intercambiador alta T. Intercambiador baja T.
2 Disipador de calor electrónico	30	Intercambiador alta T. Intercambiador baja T.
1 Tubo de aluminio 5/8"x 30 cm	30	Regenerador
1 Válvula de precarga	80	Regenerador
1 Alambre de cobre 1"x1 m	7,5	Regenerador
1 Tubo cuadrado estructural de 4"x 15 cm	80	Carcasa
16 Tornillos Allen M6	48	Carcasa
1 Lamina de acero 4mm espesor de 30x30 cm	50	Tapa carcasa
2 Barra acero 1020 1 – ½"x 5cm	35	Tapa carcasa
2 Rodamientos de bola 6000	55	Conjunto cigüeñal
1 Cigüeñal de moto Jog 50 cc	110	Conjunto cigüeñal
2 Kit de bielas de moto Jog 50 cc	180	Conjunto cigüeñal
2 Kit de pistón de moto Jog 50 cc	160	Conjunto cigüeñal
4 Anillos de pistón de teflón	600	Pistón
1 Barra de acero 1045 ¾"x 15cm	60	Conjunto cigüeñal
2 Anillos Seeguer	4	Conjunto cigüeñal
16 Tornillos Allen M6	48	Carcasa

MATERIALES	COSTO (Bs)	PARTE
48 Tuercas <i>M5x0,8</i>	33,6	Cilindros
2 Barras roscadas <i>M5x 1m</i>	32	Cilindros
2 Juntas de sellado de amianto	30	Cilindros
1 Lente Fresnel	756	Lente Fresnel
1 Ángulo 1"x1"x250 <i>cm</i>	130	Base Lente
4 Tubo 1 – 1/2"x 80 <i>cm</i>	160	Base Motor
Otros	220	
COSTO TOTAL	3.090	

Tabla 4.10 Costo de mano de obra del prototipo

PIEZA	COSTO (Bs)
Cilindro de alta T.	280
Cilindro de baja T.	390
Intercambiador de alta T.	110
Intercambiador de baja T.	180
Carcasa	150
Tapas Carcasa	350
Cigüeñal	400
Pasador cigüeñal	60
Ensamblaje de conjunto cigüeñal	200
Pistones	50
Base del lente	320
Base del motor	350
Soldadura <i>TIG</i> de aluminio	400
Volante de Inercia	450
Otros	320
COSTO TOTAL	4.010

Los costos totales se obtienen sumando el costo de los materiales y piezas más el costo por mano de obra. Así se obtiene un valor del motor Stirling tipo Alfa de 20W, una base del motor y un lente fresnel en su base, **TOTAL DE 7.100 Bs.**

Los costos considerados en esta sección están representados en Bolívares aunque no todo se halla adquirido en dicha moneda. La tasa de cambio para la conversión de moneda de 6,3 Bs por cada dolar.

Los costos más representativos en los materiales se atribuyen al lente fresnel y a los anillos de teflón, por ser partes muy poco comunes, y que son importados al país.

4.8 ESTUDIO EXPERIMENTAL

En esta etapa se trata la parte de ajuste, puesta a punto y pruebas de funcionamiento del motor.

4.8.1 Anillos del pistón

Un correcto ajuste entre los anillos del pistón y el cilindro es difícil de lograr, ya que debe tener un roce mínimo y a la vez debe sellar completamente las cámaras para lograr que se cumpla el ciclo termodinámico.

El proveedor de los anillos de teflón recomendó la fabricación de estos a sobre-medida, es decir, un ajuste con interferencia mayor a la de diseño, ya que estos con la temperatura y con el trabajo se amoldan a las superficies de contacto.

Al tener los anillos instalados se procedió al ensamblaje del motor. Con la ayuda de un taladro se hizo girar el cigüeñal por 30 minutos mientras se calentaban ambos cilindros hasta $200\text{ }^{\circ}\text{C}$. Luego de esta actividad se nota que la fuerza de fricción se ha reducido considerablemente.

4.8.2 Alineación y corrección de fugas

Con la implementación de un reloj comparador, se realizó el apriete de los diferentes tornillos, barras roscadas y tuercas, con el fin de asegurar una buena alineación entre las piezas, haciendo énfasis en el eje cigüeñal.

Para verificar las fugas luego del apriete de las tuercas de bridas, se procedió a rociar una solución jabonosa, alrededor de todas las partes que contienen el aire a presión; se hicieron los ajustes necesarios y se corrigieron las fugas emergentes a través de la soldadura.

4.8.3 Carga de aire a la presión de trabajo

Debido a que la presión media de trabajo es de 170 kPa ($1,7\text{ atm}$), es necesario el incremento de presión en su interior por medio de un compresor, así mismo se debe medir la presión alcanzada, para estos se ensambló un dispositivo de control y

medición que se observa en la **Figura 4.35** Consta de un manómetro de 14 *atm* de alcance y 0,2 *atm* de apreciación, una válvula reguladora de caudal, un conector rápido para el compresor y un conector rápido para la válvula del prototipo (color azul).

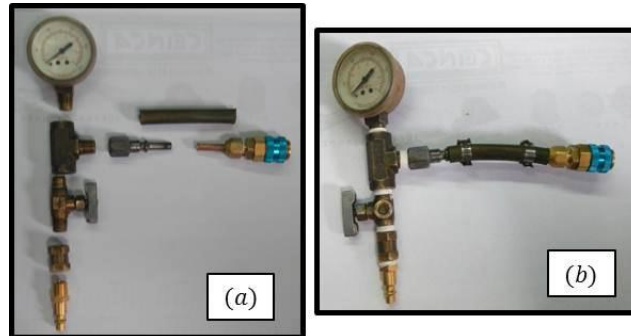


Figura 4.35 Dispositivo de control (a) Despiece (b) Armado

Se acopla como se observa en la **Figura 4.36**, se carga de aire a la presión requerida y se retira, para proceder al calentamiento del intercambiador de alta temperatura.



Figura 4.36 Proceso de carga de aire

4.8.4 Prueba de funcionamiento

Se procede a ubicar el motor y en lente en la posición adecuada hasta alcanzar la

temperatura de trabajo en el calentador como se muestra en la **Figura 4.37**



Figura 4.37 Calentamiento del prototipo mediante el lente Fresnel

Cuando las condiciones ambientales no eran óptimas para alcanzar la temperatura de diseño, se procede a calentar con una antorcha utilizando gas natural, como se observa en la **Figura 4.38**. Se mide la temperatura constantemente con un termómetro infrarrojo hasta alcanzar la temperatura de trabajo (365°C).

Se impulsa el volante de inercia para vencer la presión que se genera en su interior tras su calentamiento.



Figura 4.38 Calentamiento del prototipo mediante antorcha

El motor no logra un movimiento continuo, esto se puede atribuir a la fuerza de roce generada entre los anillos del pistón y el cilindro, por lo que se rectifica la superficie interna de los cilindro, con un escariador expansible.

La fricción entre los anillos y el cilindro se ve reducida considerablemente, manteniéndose la presión interna del motor, sin embargo al colocarlo en las condiciones de arranque no se obtiene el giro constante del motor.

CAPÍTULO 5

Conclusiones y Recomendaciones

5.1 CONCLUSIONES

- Se diseñó y fabricó un motor Stirling tipo alfa sinusoidal por la facilidad de análisis para esta configuración, de 50 cc de volumen de barrido neto, ángulo de desfase de 90° , velocidad angular de 1800 rpm intercambiadores de calor de ranura, regenerador tubular con matriz de malla, diferencia de temperatura de 338°C y aire como gas de trabajo.
- La fuente de calor para el accionamiento del motor es energía solar, la cual se concentra mediante un lente Fresnel de rayo lineal de $1 \times 0,7 \text{ m}$, para lograr en el calentador una temperatura de 365°C .
- Se obtuvo una eficiencia de Carnot de 53%, al igual que una salida de potencia del modelo isotérmico de 65 W. Mediante el análisis adiabático decreció la eficiencia a 44%, y la potencia a 60W esto debido a que la transferencia de calor se realiza a través de los intercambiadores de calor. Con el análisis simple se obtuvo una eficiencia de 7% y salida de potencia de 20W, esto a consecuencia de que los intercambiadores de calor no son ideales, sumado a las pérdidas por bombeo.
- La salida de potencia arrojada por el software en MatlabTM difiere en 0,7 Watts a la calculada en el estudio dinámico, esto debido a que la caída de presión en el regenerador implica una mayor presión en el espacio de expansión que en el de compresión, aunque dinámicamente represente mayor salida de potencia, termodinámicamente disminuye la potencia, ya que, la fuerza de fricción del

fluido sobre el regenerador es más alta.

- Debido a la complejidad de los cálculos termodinámicos necesarios para realizar un estudio que se aproxime al comportamiento real del motor stirling tipo alfa, la utilización del software desarrollado por la universidad de Ohio hace posible la obtención de resultados en pocos segundos, lo que permite observar la consecuencia que trae variar cualquiera de los parámetros de entrada.
- La utilización del mecanismo manivela-corredera para el estudio cinemático y dinámico, es una herramienta de gran utilidad, que puede ser aplicada para el análisis simplificado de los motores stirling tipo alfa sinusoidales.
- La presión del gas en el espacio de expansión es ligeramente mayor a la existente en el interior del espacio de compresión, esta diferencia es justamente lo que produce el funcionamiento del motor.
- Es necesario la implementación del volante de inercia al eje cigüeñal, por su capacidad de almacenar energía cinética, lo cual permite la continuación del movimiento del eje cuando cesa el par torsor que lo impulsa.
- En el análisis resistivo se obtuvo factores de seguridad altos, los cuales fueron puesto a prueba en el modelo, es necesario optimizar las geometrías y así utilizar la menor cantidad posible de materia prima en la fabricación de las piezas.
- Aunque se diseñó un ajuste adecuado entre los anillos del pistón y el cilindro, en la realidad se necesita procesos de mecanizado altamente precisos, por lo que no fue posible alcanzar en el motor el ajuste de diseño.

5.2 RECOMENDACIONES

- Construir la carcasa a partir de un tocho con un proceso de mecanizado, con la finalidad de tener las tolerancias adecuadas en la geometría final y así una mejor alineación entre las partes móviles del motor
- Evitar tener piezas soldadas en los componentes del motor expuestos a altas temperaturas, ya que tienden a formarse poros a través de ellas, lo que trae como consecuencia problemas de fugas de presión.
- Construir el cilindro de alta temperatura en fundición gris o una aleación de aluminio con baja expansión térmica ya que la expansión térmica de este material es menor y se facilita el ajuste cilindro-pistón; a pesar de tener menor conducción térmica que el aluminio, provee un mejor deslizamiento con el pistón, reduciendo las pérdidas por fricción.
- Utilizar el programa desarrollado en la universidad de Ohio en MatlabTM, para el estudio y la optimización del diseño termodinámico de los motores tipo alfa, ya que esta herramienta en pocos segundos arroja resultados confiables y demostrados.
- Evitar uniones bridadas en las piezas sometidas a altas temperaturas, ya que las dilataciones de las piezas crean esfuerzos internos, además se evita los problemas de fuga a través de ellas.
- Utilizar otro material para la construcción del regenerador que posea una conductividad térmica menor a la del aluminio implementado, o utilizar un aislante térmico, ya que al calentar el intercambiador de alta temperatura se calienta el intercambiador de baja por la conducción del calor a través del regenerador.
- No alcanzar, en el intercambiador de calor caliente, una temperatura mayor de 400°C ya que afecta el funcionamiento de la junta de sellado.
- Implementar un cilindro de menor longitud, para que el pistón en su recorrido se acerque lo más posible al intercambiador de calor, de ésta manera se reduce el

volumen muerto y por ende aumenta la eficiencia.

- Rectificar los cilindros para obtener un mejor acabado superficial y la precisión suficiente para alcanzar la tolerancia de diseño.
- Utilizar la hoja de cálculo desarrollado en el programa ExcelTM para futuros estudios de motores alfa sinusoidales, ya que ésta es una herramienta que facilita y reduce el estudio cinemático y dinámico de estos dispositivos.
- Realizar un estudio más exhaustivo de los intercambiadores de calor y del regenerador para aumentar la eficiencia en la transferencia de calor hacia el fluido de trabajo.
- Utilizar como fluido de trabajo el Helio, ya que con éste se puede alcanzar una salida de potencia mayor.
- Implementar junta de sellado para el lado de alta temperatura de cartón de asbesto, el cual resiste temperaturas de 850°C , soporta alta compresibilidad y es un excelente aislante térmico.
- Mecanizar las aletas anulares del cilindro de baja temperatura, con una herramienta de menor espesor para aumentar el número de aletas, y permitir una mayor transferencia de calor hacia el ambiente.

Referencias bibliográficas

- Cacuango E. y Falconi M. (2009). *Diseño y construcción de un motor prototipo de ciclo Stirling a base de energía solar*. Proyecto previo a la obtención del título de ingeniero mecánico, Escuela politécnica del ejército, Ecuador.
- Cheng C. y Yang, H. (2011). Analytical model for predicting the effect of operating speed on shaft power output of Stirling engines. Energy (36), 5899-5908.
- Cullen, B. y McGovern, J. (2011). *Development of a theoretical decoupled Stirling cycle engine*. Simulation Modeling Practice and Theory (19), 1227–1234.
- Incropera, F. y De Witt, D. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor* (cuarta edición). Méjico: Pearson.
- Kongtragool, B. y Wongwises, S. (2007). *A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines*. Renewable and Sustainable Energy Reviews (7), 131–154.
- Kongtragool, B. y Wongwises, S. (2007). *Performance of low-temperature differential Stirling engines*. Renewable Energy (32), 547–566.
- Mott R. (1995). *Diseño de elementos de máquinas* (segunda edición). Méjico: Prentice Hall.
- Navarrete, R. (2008). *Diseño de motor Stirling para la generación eléctrica con fuentes geotérmicas*. Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de ingeniero Civil Mecánico, Universidad de Chile, Santiago de Chile.

- Norton, R. (1999). *Diseño de máquinas*. Méjico: Pearson.
- Norton, R. (2000). *Diseño de maquinaria* (segunda edición). Méjico: Mc Graw Hill.
- Ross, A. (1993). *Making Stirling Engines* (tercera edición). Estados Unidos.
- Saremi, A. (2011). *Stirling Engine Thermal network*. Trabajo de grado para el título de ingeniero Mecánico, Universidad de Glasgow, Glasgow.
- Shigley, J. y Mischke, C. (1990). *Diseño en ingeniería mecánica* (quinta edición). Méjico: Mc Graw Hill.
- Sripakagorn, A. y Srikam, C. (2011). Design and performance of a moderate temperature difference Stirling engine. Renewable Energy (36), 1728-1733.
- Tlili, I., Timoumi, Y. y Nasrallah, S. (2005). Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application. Renewable Energy (33), 1911–1921.
- Yaqi, L., Yaling, H. y Weiwei, W. (2011). Optimization of solar-powered Stirling heat engine with finite-time thermodynamics. Renewable Energy (36), 421-427.

Apéndice

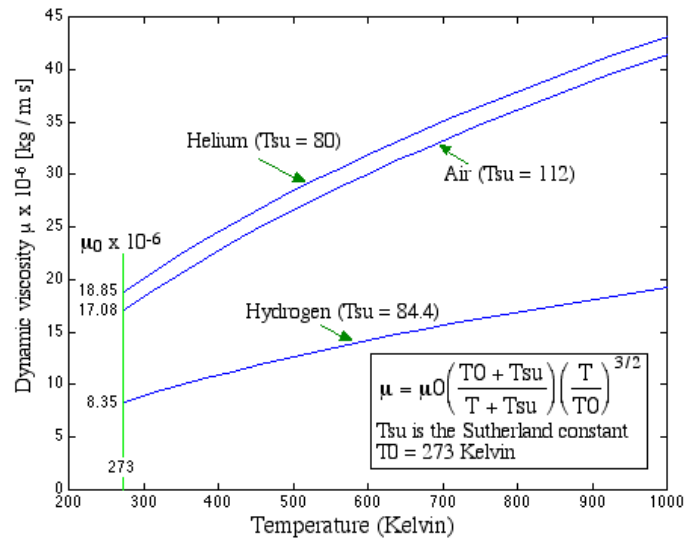


Figura A- 1 Viscosidad dinámica vs temperatura

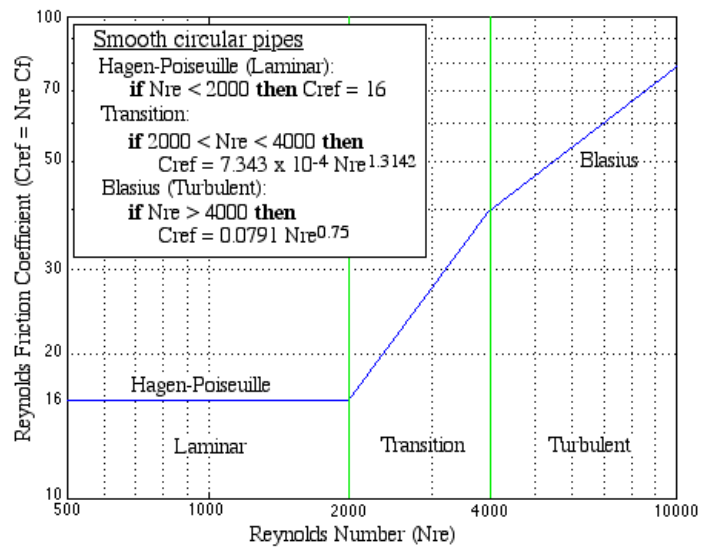


Figura A- 2 Coeficiente de fricción de Reynolds vs número de Reynolds

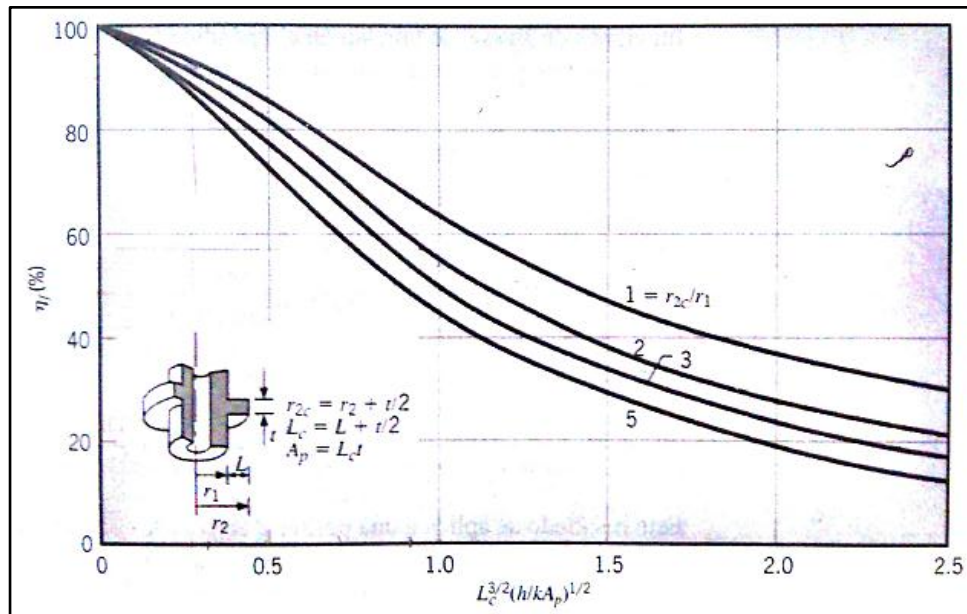


Figura A- 3 Eficiencia de aletas anulares de perfil rectangular

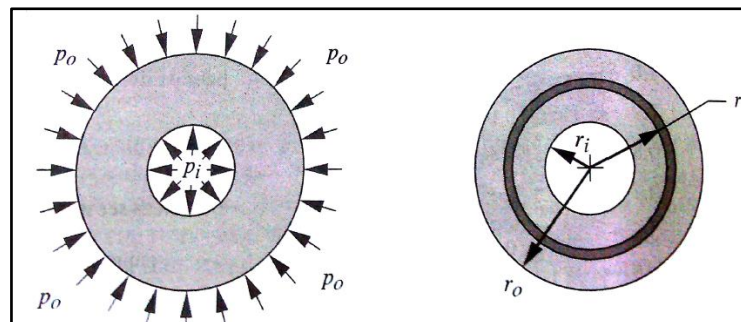


Figura A- 4 Cilindro sometido a presiones externas e internas

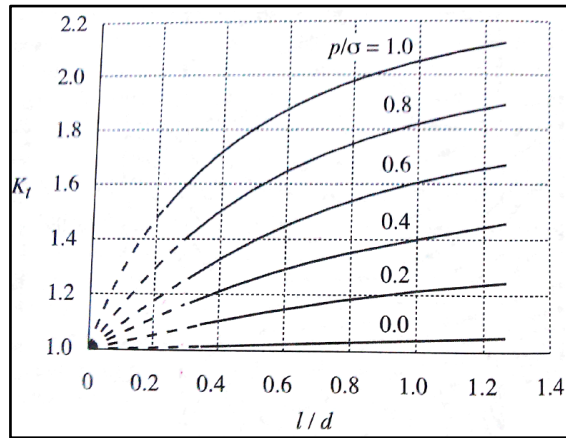


Figura A- 5 Concentración de esfuerzos en una maza ajustada a presión o por encogimiento sobre una flecha

Anexos

Tabla A-1 Presión del gas en el espacio de compresión y expansión; desplazamiento, velocidad y aceleración del pistón de baja temperatura en función del ángulo ωt

ωt (grados)	P_g "k" (Pa)	P_g "h" (Pa)	x "k" (mm)	v "k" $\left(\frac{m}{s}\right)$	a "k" $\left(\frac{m}{s^2}\right)$
0	127952,40	125200,55	60,500000	0,0000	523,96
10	132863,37	130612,64	60,724587	0,4851	523,62
20	139031,30	137332,19	61,397989	0,9692	521,69
30	146507,49	145374,40	62,518364	1,4499	515,58
40	155323,13	154712,14	64,080195	1,9215	501,43
50	165453,49	165255,87	66,071017	2,3746	474,68
60	176800,39	176801,39	68,467578	2,7953	430,86
70	189162,42	189443,61	71,232050	3,1660	366,34
80	202204,04	203068,41	74,308960	3,4666	279,01
90	215439,46	217121,14	77,623438	3,6757	168,88
100	228245,09	230899,73	81,081239	3,7730	38,38
110	239810,40	243470,38	84,570835	3,7419	-107,60
120	249264,55	253783,50	87,967578	3,5712	-261,98
130	255813,03	260863,21	91,139734	3,2569	-416,03
140	258875,90	263999,92	93,955928	2,8038	-560,08
150	258195,51	262904,40	96,293355	2,2258	-684,46
160	253878,56	257765,13	98,046001	1,5451	-780,43
170	246361,15	249189,69	99,132089	0,7915	-841,02
180	236313,50	238058,55	99,500000	0,0000	-861,73
190	224455,16	225237,76	99,132089	-0,7915	-841,02

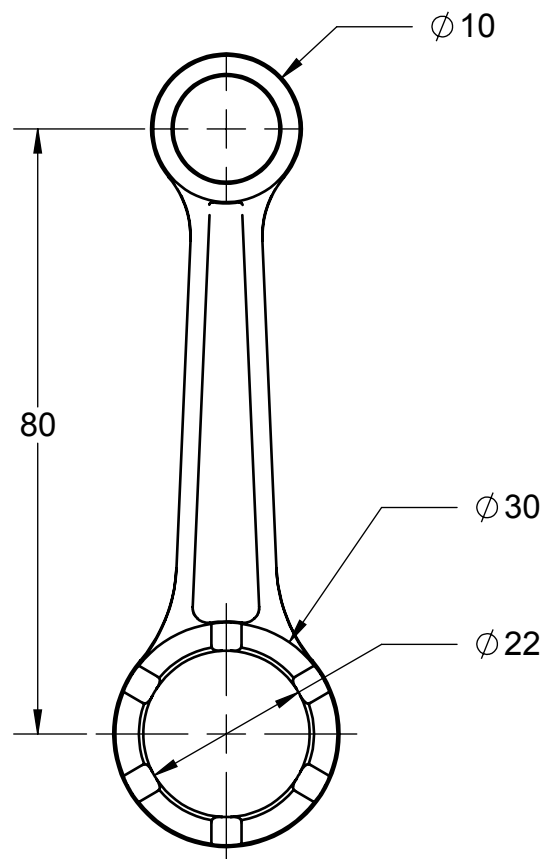
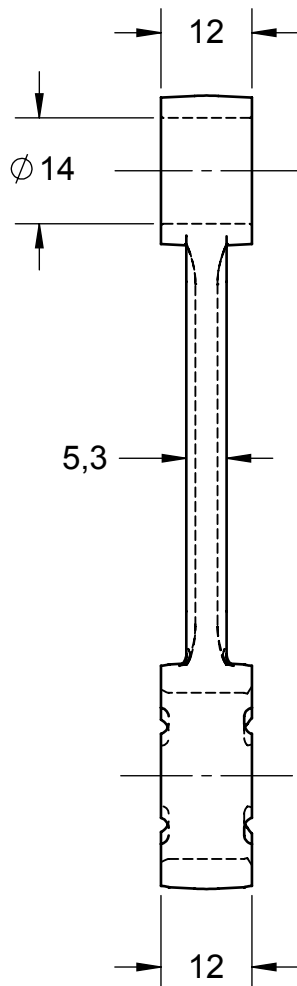
ωt (grados)	P_g "k" (Pa)	P_g "h" (Pa)	x "k" (mm)	v "k" $\left(\frac{m}{s}\right)$	a "k" $\left(\frac{m}{s^2}\right)$
200	211408,72	211570,17	98,046001	-1,5451	-780,43
210	197992,96	197940,63	96,293355	-2,2258	-684,46
220	184882,24	184445,06	93,955928	-2,8038	-560,08
230	172559,74	171583,28	91,139734	-3,2569	-416,03
240	161349,20	159771,32	87,967578	-3,5712	-261,98
250	151486,82	149307,68	84,570835	-3,7419	-107,60
260	143040,63	140321,01	81,081239	-3,7730	38,38
270	136001,18	132828,07	77,623438	-3,6757	168,88
280	130321,21	126793,54	74,308960	-3,4666	279,01
290	125938,24	122158,92	71,232050	-3,1660	366,34
300	122789,67	118861,68	68,467578	-2,7953	430,86
310	120822,06	116847,04	66,071017	-2,3746	474,68
320	119996,54	116074,59	64,080195	-1,9215	501,43
330	120291,49	116521,28	62,518364	-1,4499	515,58
340	121703,50	118181,81	61,397989	-0,9692	521,69
350	124246,96	121067,07	60,724587	-0,4851	523,62
360	127952,40	125200,55	60,500000	0,0000	523,96

Tabla A-2 Torque del gas en el espacio de compresión y expansión; Torque inercial en el espacio de compresión y expansión; torque total en función del ángulo ωt

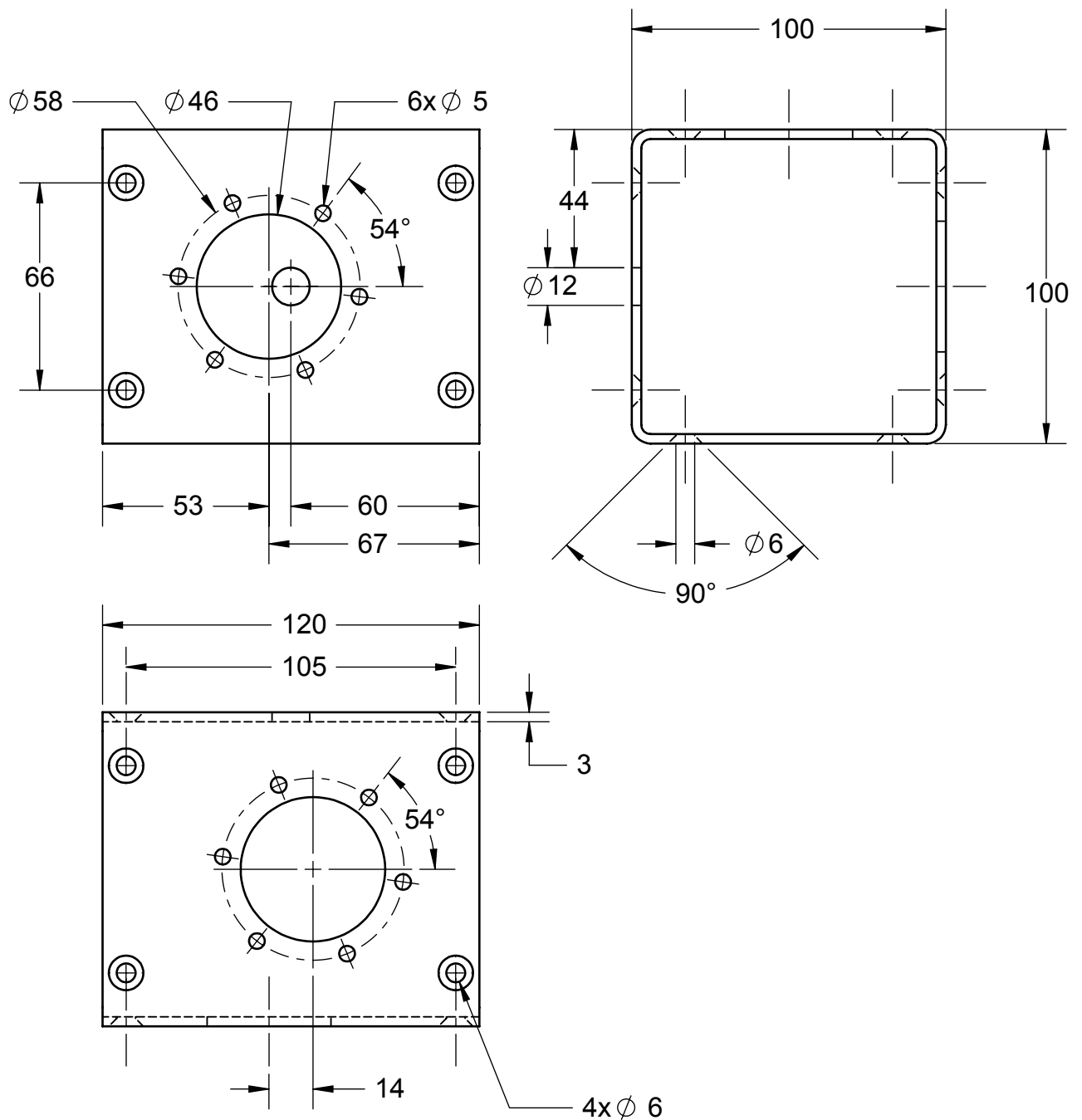
ωt (grados)	T_g "k" (J)	T_g "h" (J)	T_g Total (J)	T_i "k" (J)	T_i "h" (J)	T_i Total (J)	T Total (J)
0	0,00000	3,10827	3,10827	0,000	0,314	0,314	3,422
10	0,43521	3,32810	3,76330	0,128	0,073	0,202	3,965
20	0,90984	3,46997	4,37981	0,255	-0,204	0,051	4,431
30	1,43407	3,50498	4,93905	0,377	-0,474	-0,097	4,842

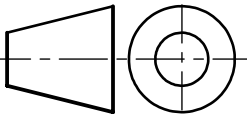
ωt (grados)	$T_g "k"$ (J)	$T_g "h"$ (J)	$T_g Total$ (J)	$T_i "k"$ (J)	$T_i "h"$ (J)	$T_i Total$ (J)	$T Total$ (J)
40	2,01460	3,40129	5,41589	0,486	-0,687	-0,201	5,215
50	2,65157	3,12720	5,77877	0,568	-0,795	-0,227	5,551
60	3,33491	2,65551	5,99042	0,607	-0,771	-0,164	5,826
70	4,04080	1,97493	6,01572	0,585	-0,610	-0,025	5,991
80	4,72881	1,08428	5,81308	0,488	-0,337	0,152	5,965
90	5,34154	0,00000	5,34154	0,314	0,000	0,314	5,655
100	5,80836	-1,22839	4,57996	0,073	0,337	0,410	4,990
110	6,05188	-2,52878	3,52309	-0,204	0,610	0,406	3,929
120	6,00301	-3,79738	2,20563	-0,474	0,771	0,297	2,503
130	5,61831	-4,91724	0,70107	-0,687	0,795	0,109	0,810
140	4,89459	-5,78056	-0,88597	-0,795	0,687	-0,109	-0,995
150	3,87531	-6,31203	-2,43673	-0,771	0,474	-0,297	-2,734
160	2,64526	-6,48439	-3,83913	-0,610	0,204	-0,406	-4,245
170	1,31499	-6,32042	-5,00543	-0,337	-0,073	-0,410	-5,415
180	0,00000	-5,88182	-5,88182	0,000	-0,314	-0,314	-6,196
190	-1,19405	-5,24804	-6,44209	0,337	-0,488	-0,152	-6,594
200	-2,19524	-4,50167	-6,69691	0,610	-0,585	0,025	-6,672
210	-2,96128	-3,71796	-6,67924	0,771	-0,607	0,164	-6,515
220	-3,48284	-2,94261	-6,42545	0,795	-0,568	0,227	-6,198
230	-3,77539	-2,21478	-5,99016	0,687	-0,486	0,201	-5,789
240	-3,87015	-1,55586	-5,42601	0,474	-0,377	0,097	-5,329
250	-3,80674	-0,97176	-4,77850	0,204	-0,255	-0,051	-4,830
260	-3,62380	-0,45699	-4,08079	-0,073	-0,128	-0,202	-4,282
270	-3,35607	0,00000	-3,35607	-0,314	0,000	-0,314	-3,670
280	-3,03261	0,41538	-2,61723	-0,488	0,128	-0,360	-2,977
290	-2,67624	0,79974	-1,87650	-0,585	0,255	-0,330	-2,206
300	-2,30357	1,16418	-1,13938	-0,607	0,377	-0,230	-1,369

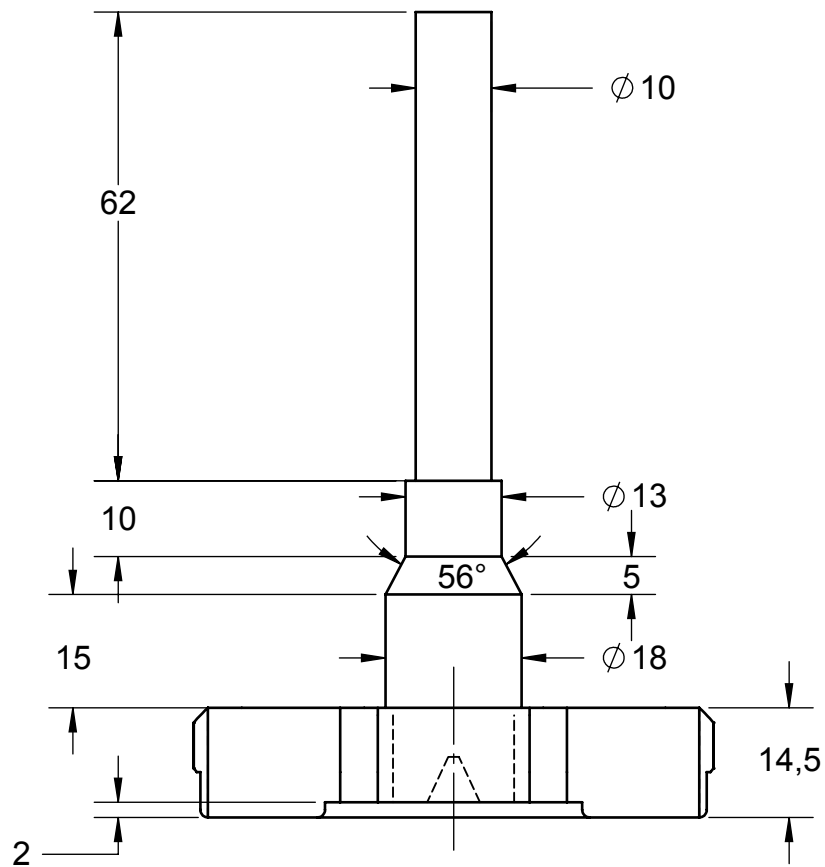
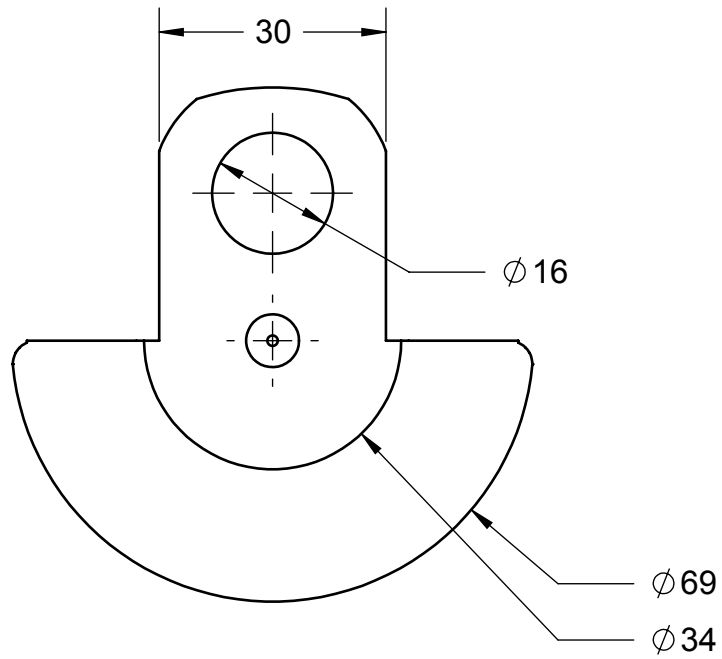
ωt (grados)	$T_g "k"$ (J)	$T_g "h"$ (J)	$T_g Total$ (J)	$T_i "k"$ (J)	$T_i "h"$ (J)	$T_i Total$ (J)	$T Total$ (J)
310	-1,92540	1,51682	-0,40859	-0,568	0,486	-0,082	-0,491
320	-1,54737	1,86210	0,31473	-0,486	0,568	0,082	0,397
330	-1,17045	2,20042	1,02997	-0,377	0,607	0,230	1,260
340	-0,79163	2,52769	1,73607	-0,255	0,585	0,330	2,066
350	-0,40449	2,83500	2,43051	-0,128	0,488	0,360	2,791
360	0,00000	3,10827	3,10827	0,000	0,314	0,314	3,422

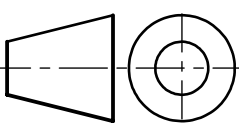


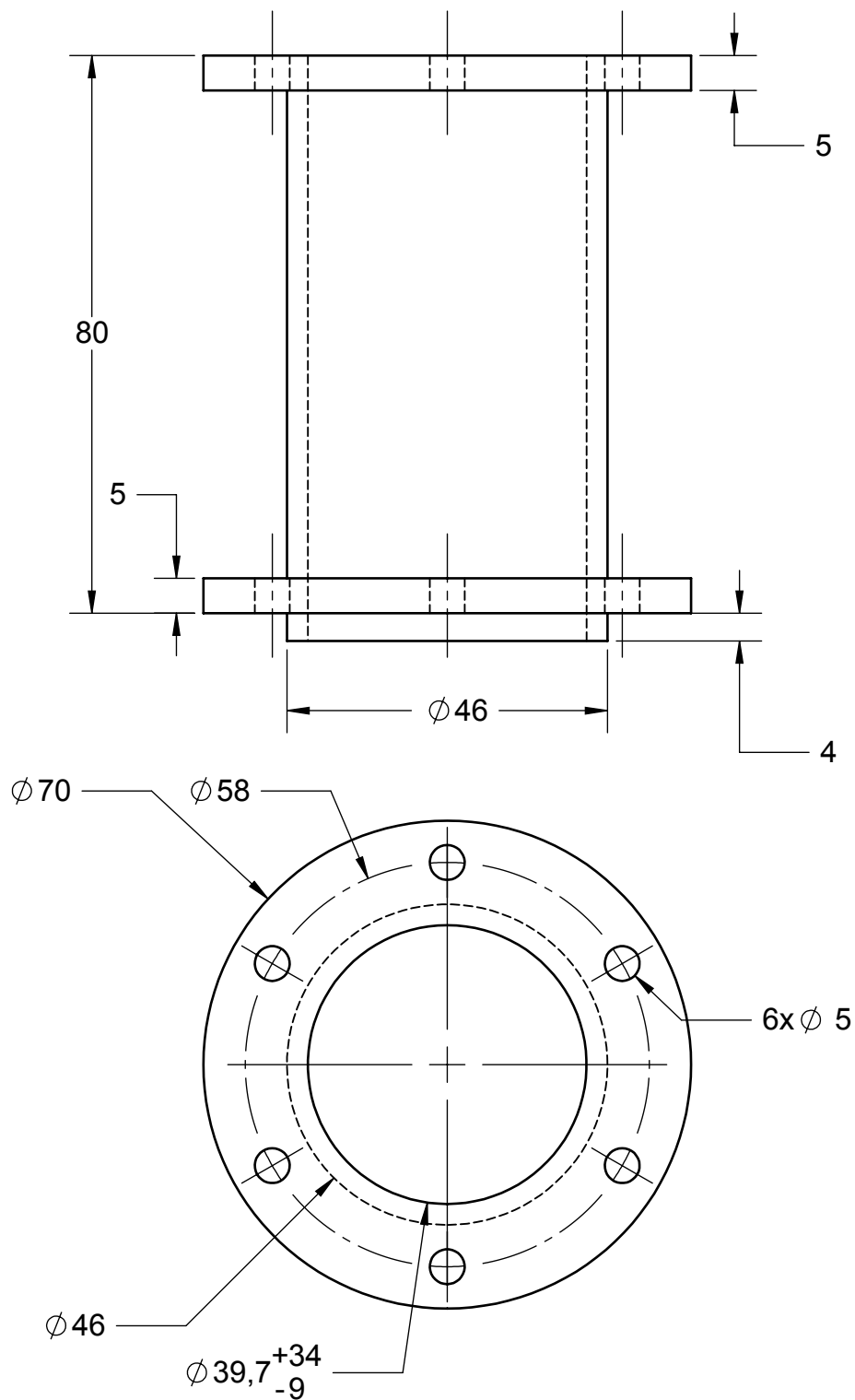
		ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS		OTRAS NORMAS		
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA				FECHA		NOMBRE	FIRMA	
				Dibuja		06/05/13	Victor Agreda	
				Revisa				
ESCALA 1:1	BIELA			MOTOR STIRLING ALFA				
LAMINA: 8 de 14								



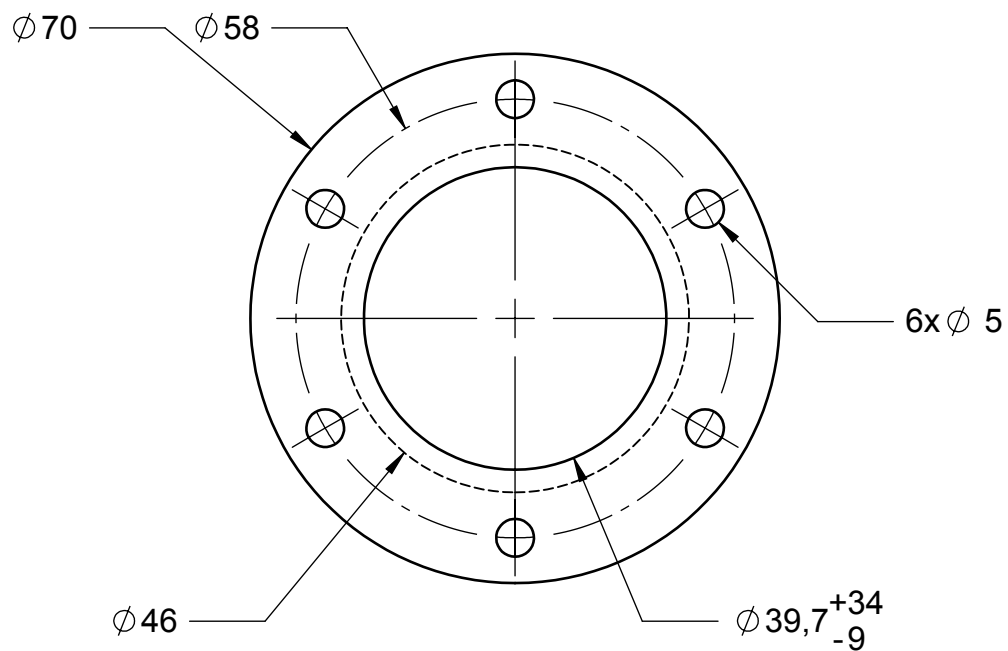
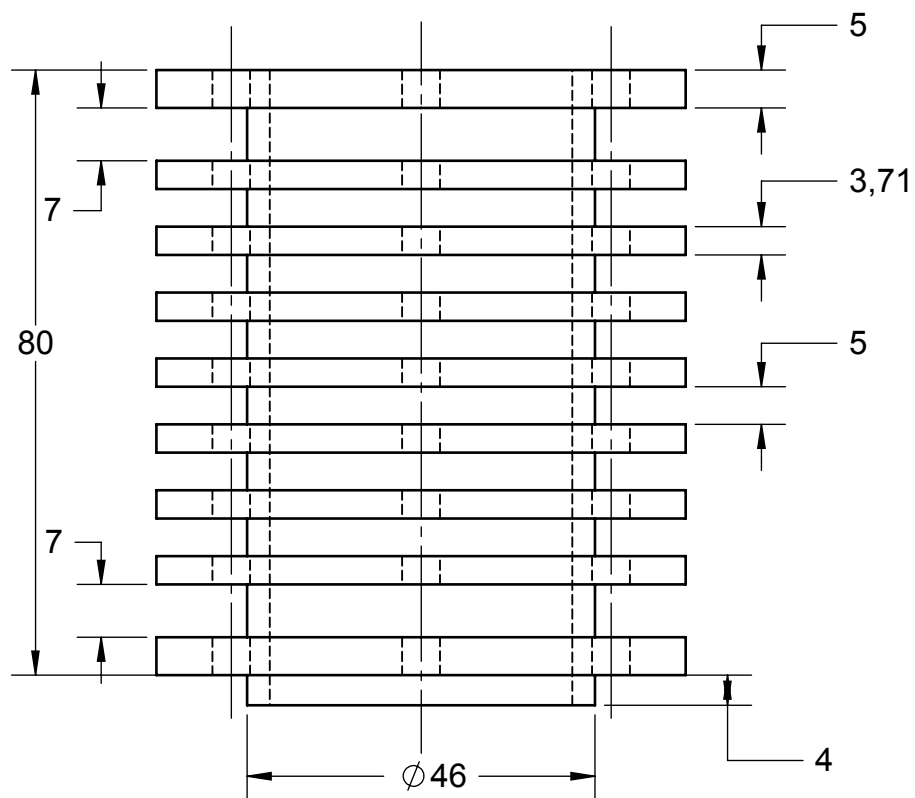
		ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS		OTRAS NORMAS	
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA					FECHA	NOMBRE	FIRMA
				Dibuja	06/05/13	Victor Agreda	
				Revisa			
ESCALA 1:2	CARCASA				MOTOR STIRLING ALFA		
LAMINA: 1 de 14							



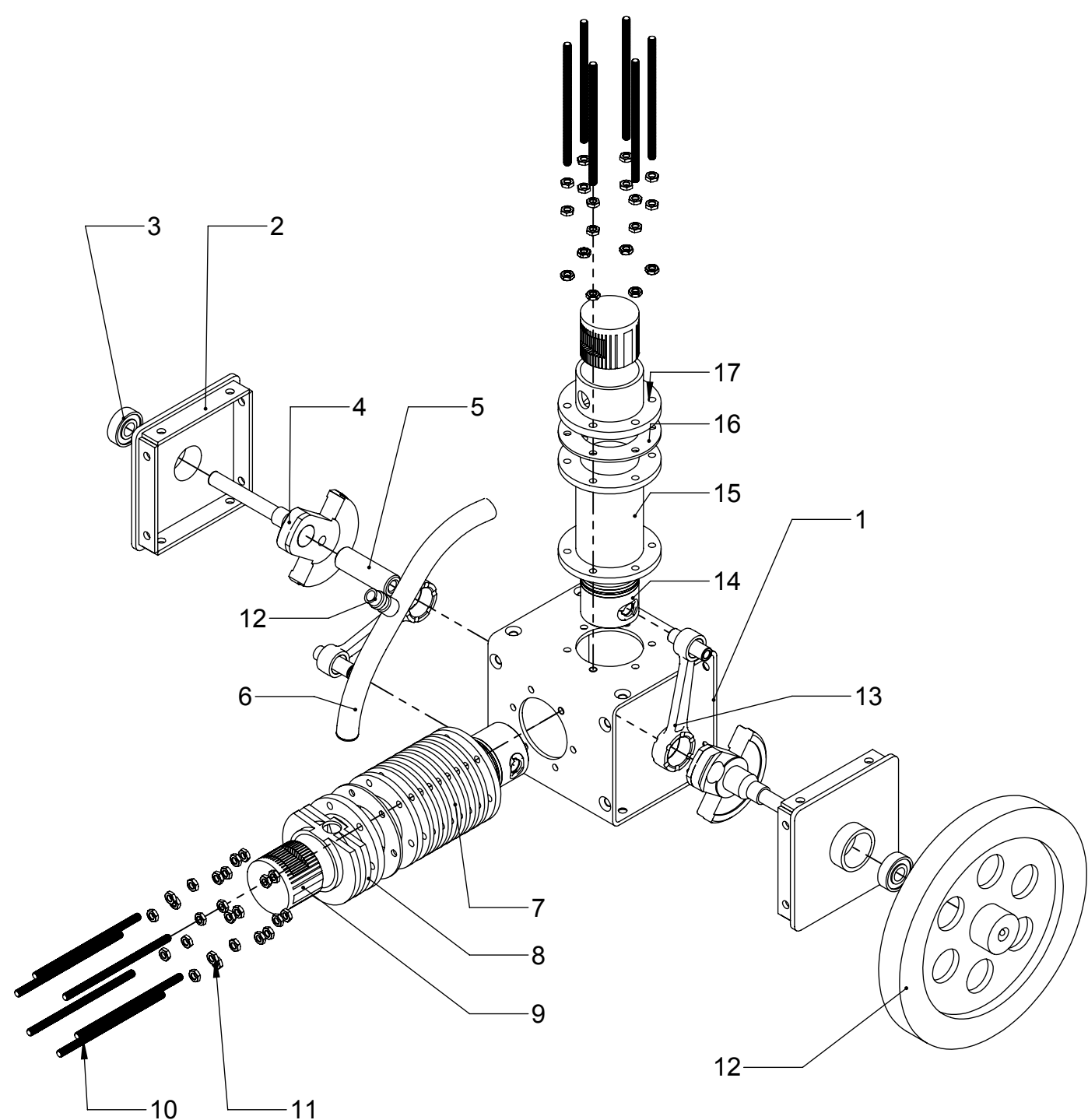
	ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS	OTRAS NORMAS		
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			Dibuja	FECHA 06/05/13	NOMBRE Victor Agreda	FIRMA
			Revisa			
ESCALA 1:1	CIGÜEÑAL			MOTOR STIRLING ALFA		
				LAMINA: 9 de 14		



	ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS	OTRAS NORMAS		
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			Dibuja	FECHA 06/05/13	NOMBRE Victor Agreda	FIRMA
			Revisa			
ESCALA 1:1	CILINDRO ALTA TEMPERATURA			MOTOR STIRLING ALFA		
				LAMINA: 3 de 14		

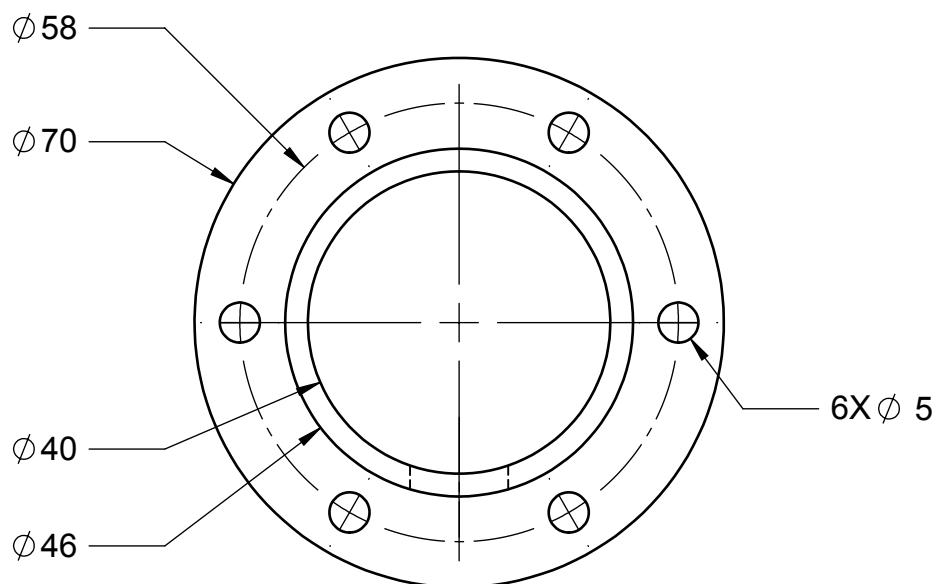
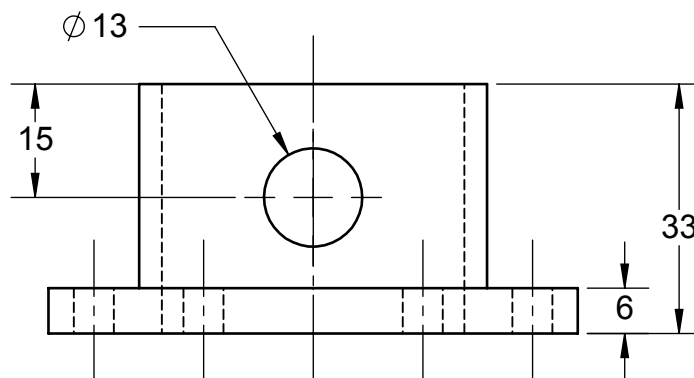


	ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS	OTRAS NORMAS												
	<table border="1"> <tr> <td data-bbox="225 1912 911 2049" rowspan="3"> UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA </td> <td data-bbox="911 1912 1034 1957"></td> <td data-bbox="1034 1912 1145 1957">FECHA</td> <td data-bbox="1145 1912 1412 1957">NOMBRE</td> <td data-bbox="1412 1912 1527 1957">FIRMA</td> </tr> <tr> <td data-bbox="911 1957 1034 2002">Dibuja</td> <td data-bbox="1034 1957 1145 2002">06/05/13</td> <td data-bbox="1145 1957 1412 2002">Victor Agreda</td> <td data-bbox="1412 1957 1527 2002"></td> </tr> <tr> <td data-bbox="911 2002 1034 2049">Revisa</td> <td data-bbox="1034 2002 1145 2049"></td> <td data-bbox="1145 2002 1412 2049"></td> <td data-bbox="1412 2002 1527 2049"></td> </tr> </table>				UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		FECHA	NOMBRE	FIRMA	Dibuja	06/05/13	Victor Agreda		Revisa		
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		FECHA	NOMBRE	FIRMA												
	Dibuja	06/05/13	Victor Agreda													
	Revisa															
ESCALA 1:1	CILINDRO BAJA TEMPERATURA		MOTOR STIRLING ALFA LAMINA: 5 de 14													

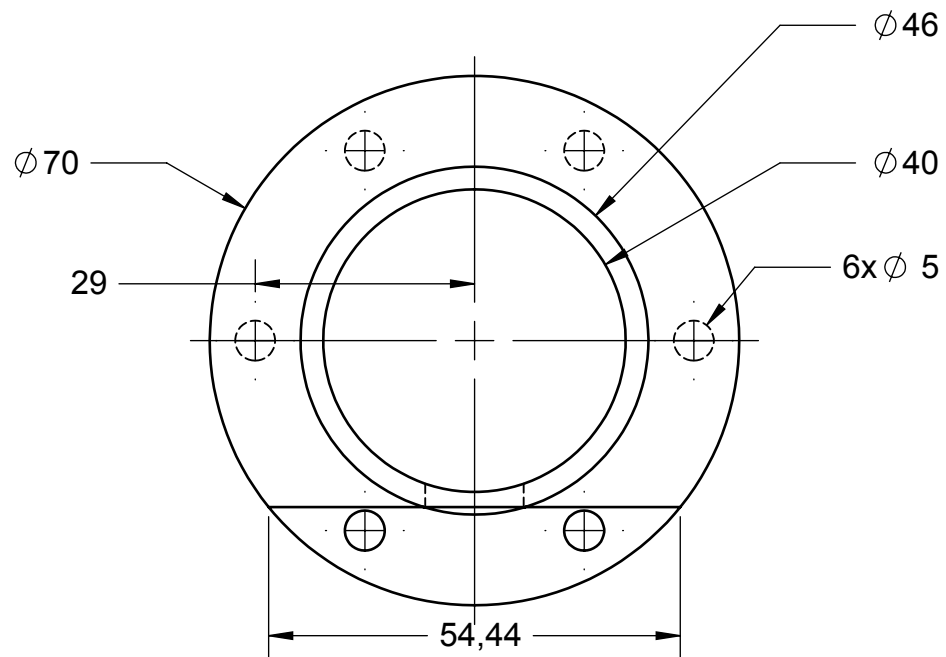
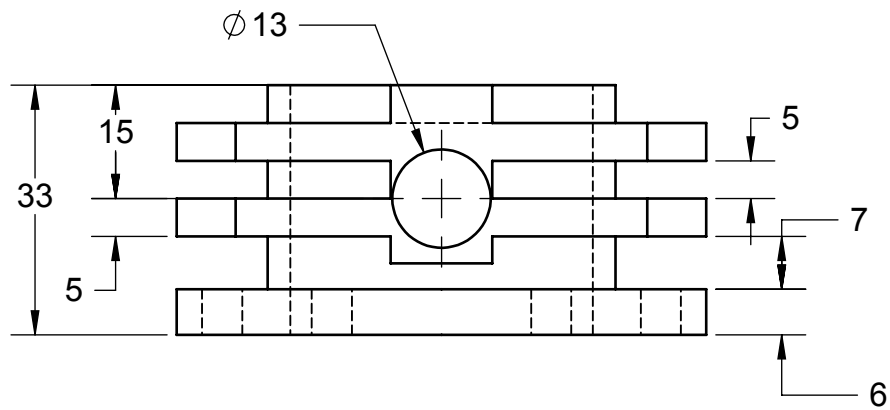


1	INTERCAMBIADOR ALTA T.	17	AL 6261 T5	
2	JUNTAS DE SELADO	16	AMIANTO	
1	CILINDRO ALTA T.	15	AL 6261 T5	
2	PISTÓN	14	ALEACIÓN AL	
2	BIELA	13	ALEACIÓN ACERO	
1	VÁLVULA DE PRECARGA	12	ALUMINIO	
48	TUERCA M5	11	ACERO	
12	BARRA ROSCADA M5	10	ACERO	
2	PIEZA RANURADA	9	AL 6061	
1	INTERCAMBIADOR BAJA T.	8	AL 6261 T5	
1	CILINDRO BAJA T.	7	AL 6261 T5	
1	REGENERADOR	6	AL 6061	
1	PASADOR CIGÜEÑAL	5	SAE 1045	
2	CIGÜEÑAL	4	SAE 1045	
2	RODAMIENTO DE BOLA 600	3		SKF
2	TAPA CARCASA	2	SAE 1020	
1	CARCASA	1	ACERO	
CANTIDAD	DENOMINACIÓN	NÚMERO	MATERIAL	OBS.

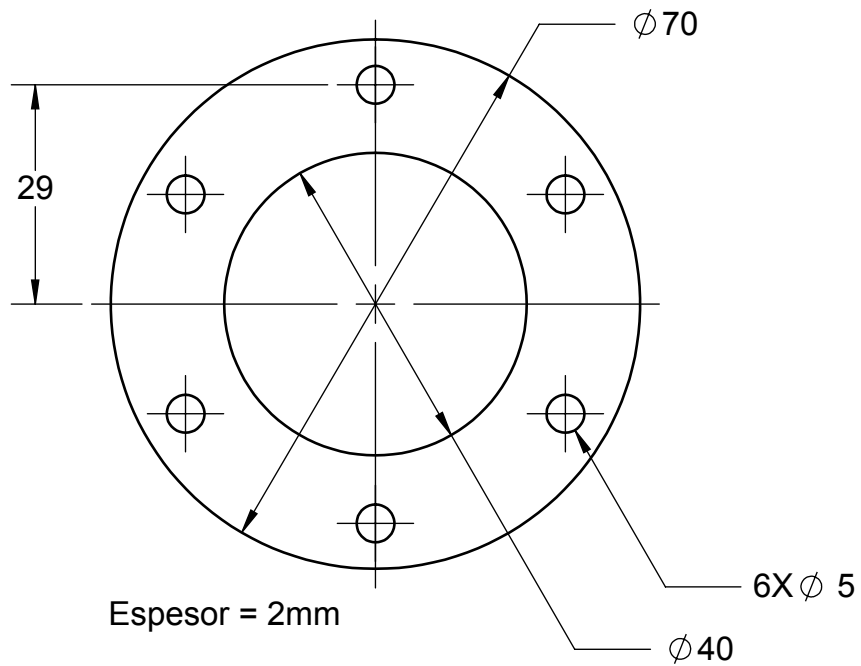
		ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS		OTRAS NORMAS	
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA					FECHA	NOMBRE	FIRMA
				Dibuja	06/05/13	Victor Agreda	
				Revisa			
ESCALA 1:4	DESPIECE MOTOR STRILING ALFA				MOTOR STIRLING ALFA		
					LAMINA: 13 de 13		



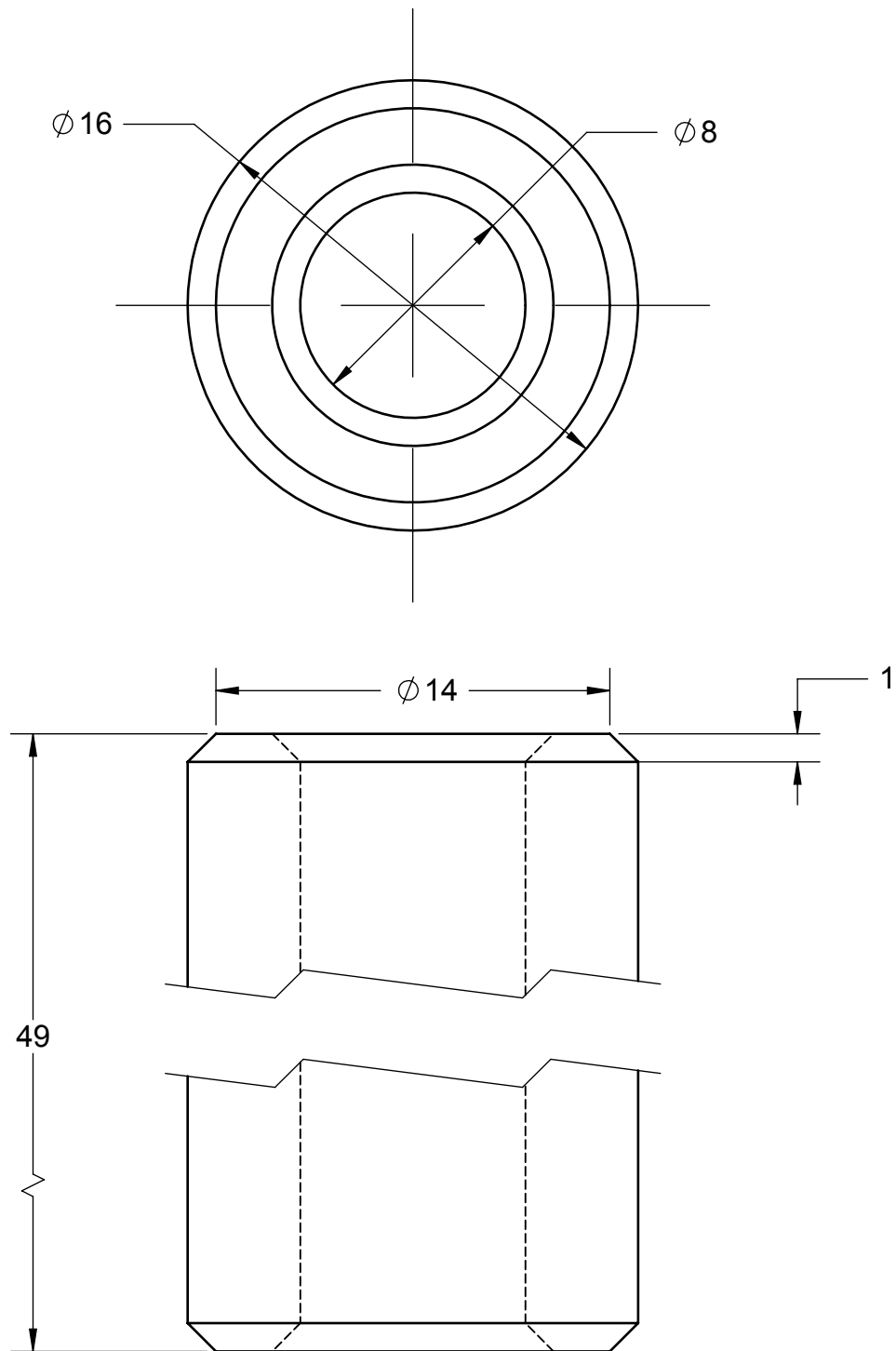
	ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS	OTRAS NORMAS	
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Dibuja	FECHA	NOMBRE	FIRMA
		Revisa	06/05/13	Victor Agreda	
ESCALA 1:1	INTERCAMBIADOR ALTA TEMPERATURA		MOTOR STIRLING ALFA LAMINA: 4 de 14		



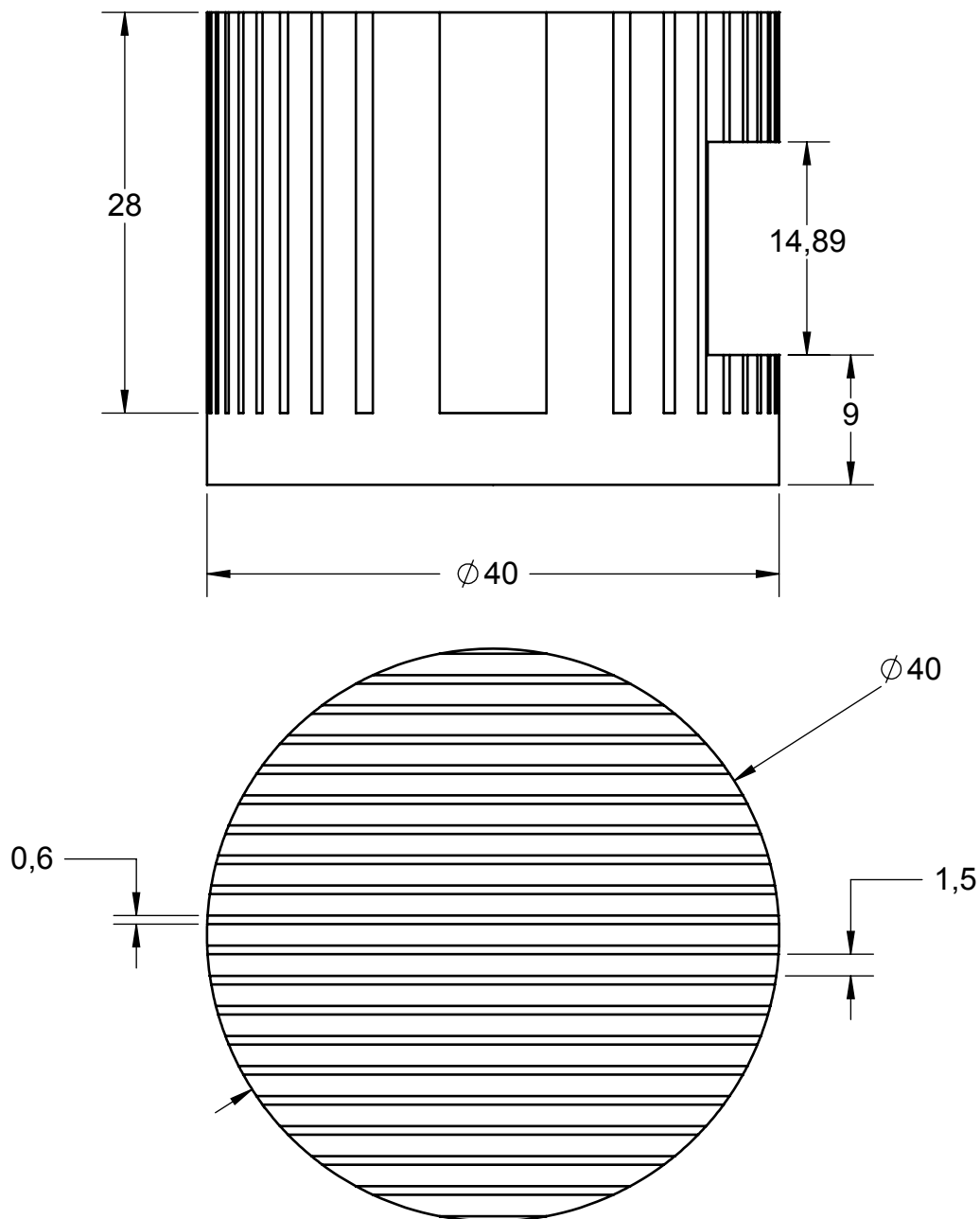
	ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS	OTRAS NORMAS
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Dibuja	FECHA 06/05/13	NOMBRE Victor Agreda
		Revisa		FIRMA
ESCALA 1:1	INTERCAMBIADOR BAJA TEMPERATURA		MOTOR STIRLING ALFA	
			LAMINA: 6 de 14	



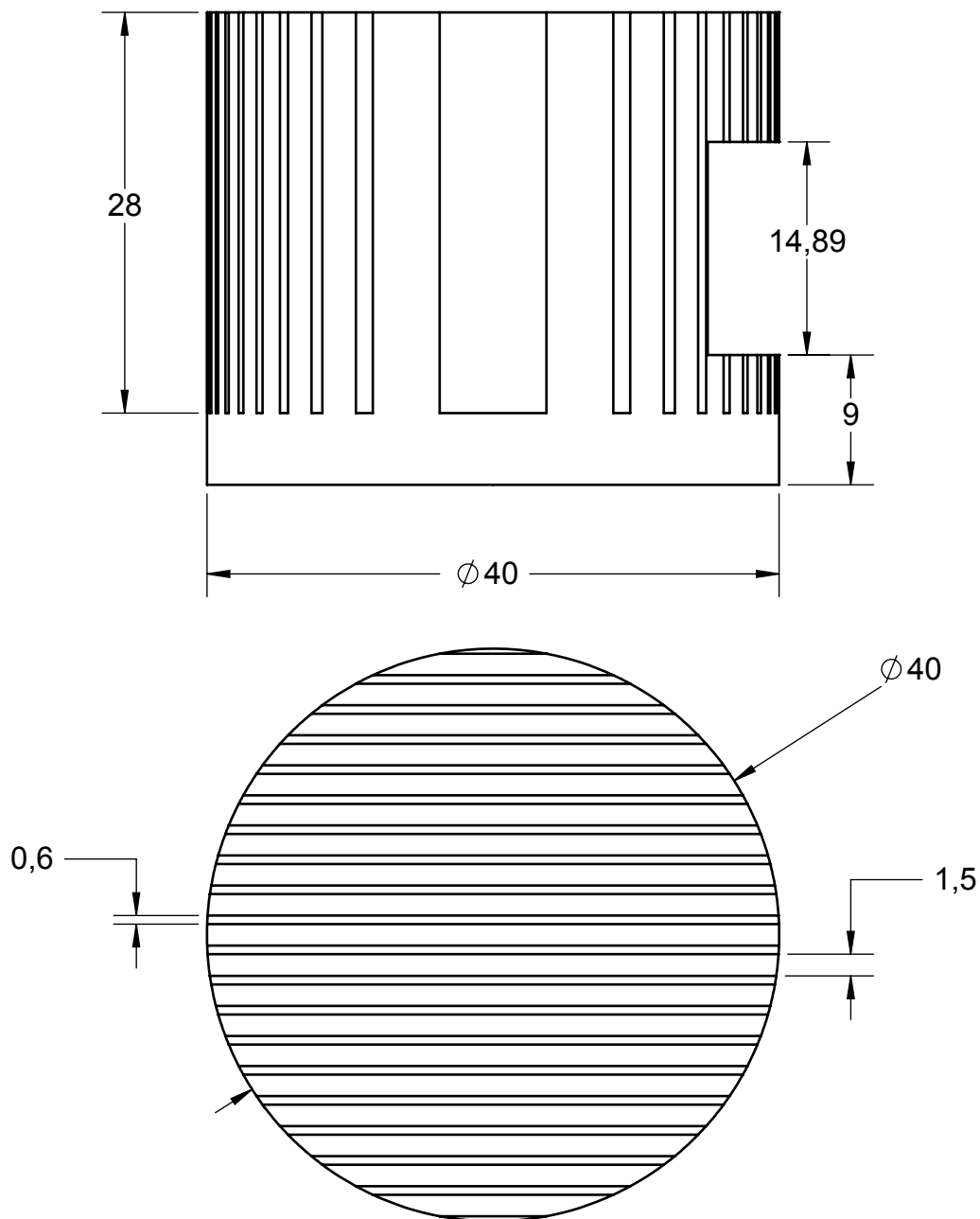
	ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS	OTRAS NORMAS	
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			FECHA	NOMBRE	FIRMA
		Dibuja	06/05/13	Victor Agreda	
ESCALA 1:1	JUNTA DE SELLADO		MOTOR STIRLING ALFA LAMINA: 11 de 14		



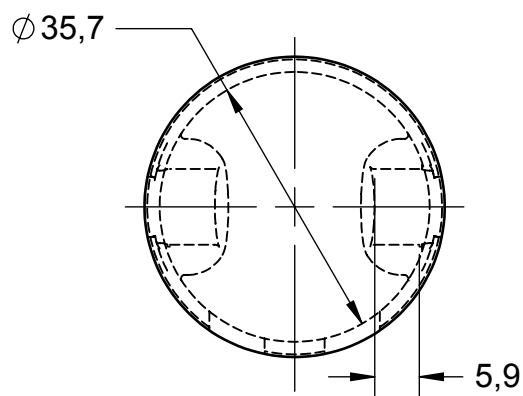
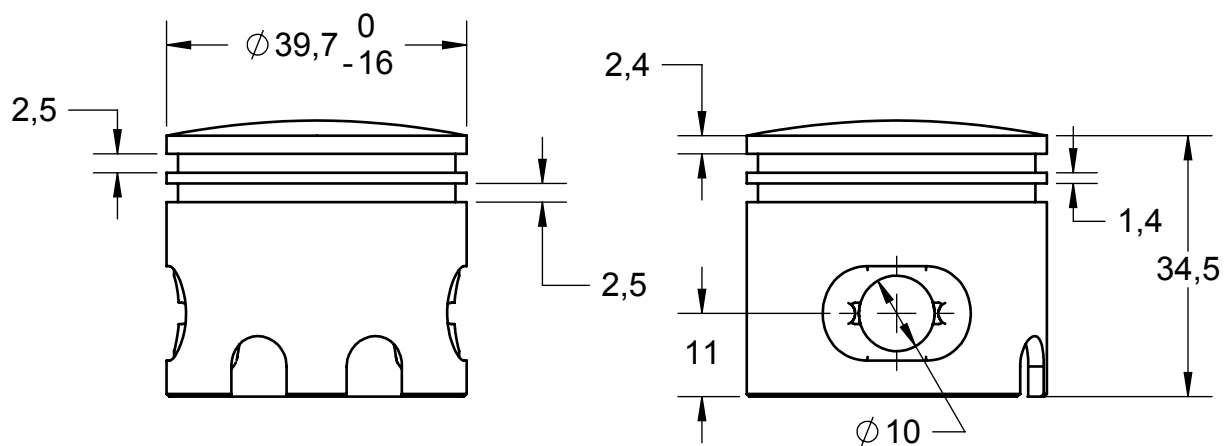
		ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS		OTRAS NORMAS		
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA					FECHA	NOMBRE	FIRMA	
					Dibuja	06/05/13	Victor Agreda	
					Revisa			
ESCALA 4:1	PASADOR CIGÜEÑAL				MOTOR STIRLING ALFA			
LAMINA: 12 de 14								



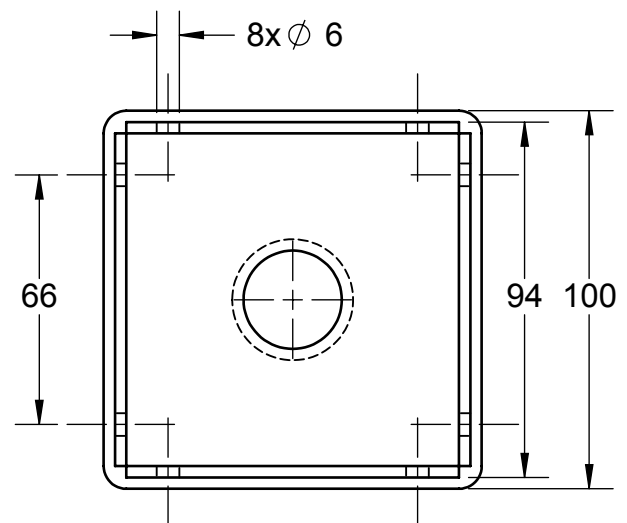
	ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS	OTRAS NORMAS	
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Dibuja	FECHA 06/05/13	NOMBRE Victor Agreda	FIRMA
		Revisa			
ESCALA 2:1	PIEZA RANURADA		MOTOR STIRLING ALFA LAMINA: 13 de 14		



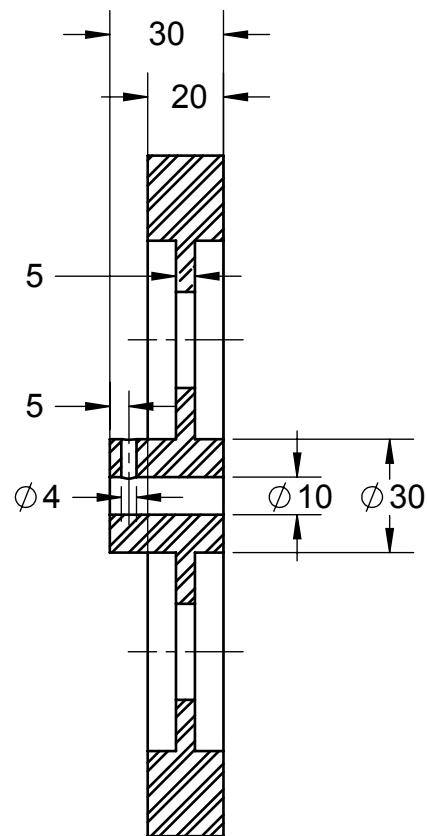
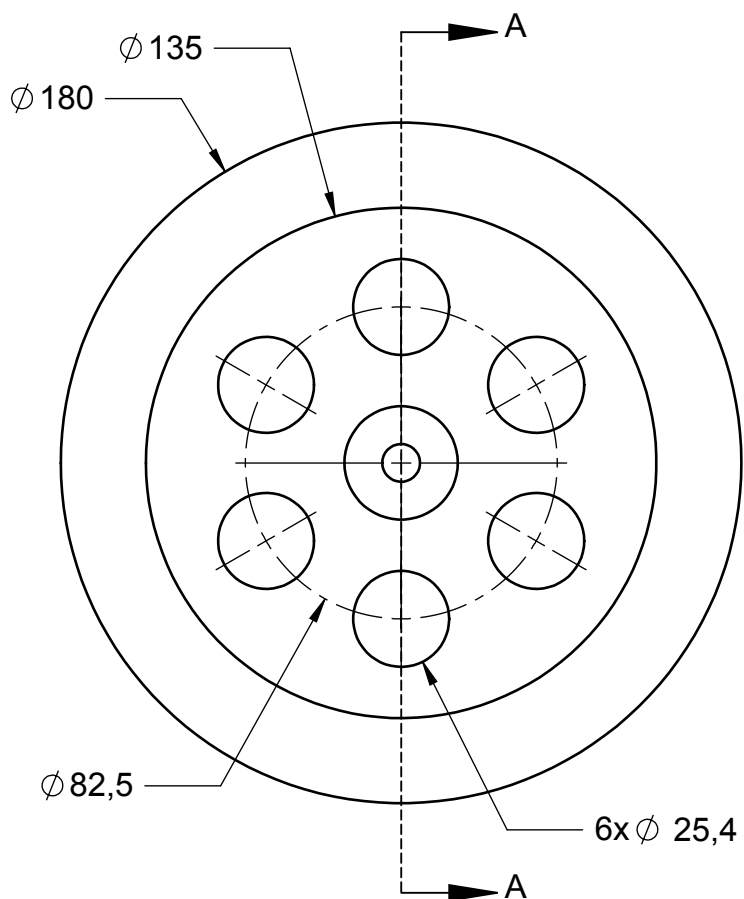
	ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS	OTRAS NORMAS	
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Dibuja	FECHA 06/05/13	NOMBRE Victor Agreda	FIRMA
		Revisa			
ESCALA 2:1	PIEZA RANURADA		MOTOR STIRLING ALFA LAMINA: 13 de 14		



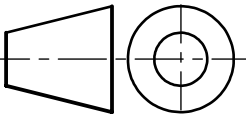
	ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS	OTRAS NORMAS	
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Dibuja	FECHA 06/05/13	NOMBRE Victor Agreda	FIRMA
		Revisa			
ESCALA 1:1	PISTÓN		MOTOR STIRLING ALFA LAMINA: 7 de 14		



		ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS		OTRAS NORMAS	
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA					FECHA	NOMBRE	FIRMA
				Dibuja	06/05/13	Victor Agreda	
				Revisa			
ESCALA 1:2	TAPA CARCASA				MOTOR STIRLING ALFA		
LAMINA: 2 de 14							



SECCIÓN A-A

		ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS		OTRAS NORMAS	
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA					FECHA	NOMBRE	FIRMA
				Dibuja	06/05/13	Victor Agreda	
				Revisa			
ESCALA 1:2	VOLANTE DE INERCIA				MOTOR STIRLING ALFA		
LAMINA: 10 de 14							