

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOTOR STIRLING SOLAR PARA EL LABORATORIO DE TERMODINÁMICA

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO.**

AUTORES:

Enríquez Cisneros Luis Carlos
(luis_carlos_ec@hotmail.com)

Guadalupe Almeida Jorge Luis
(joluf_15@hotmail.com)

DIRECTOR: Ing. Miguel Darío Ortega López, Msc.
(mortega@epn.edu.ec)

Quito, Junio 2011

DECLARACIÓN

Nosotros, Luis Carlos Enríquez Cisneros y Jorge Luis Guadalupe Almeida, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación personal; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Escuela Politécnica Nacional, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, de acuerdo a lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la Normativa Institucional vigente.

Luis Carlos Enríquez Cisneros

Jorge Luis Guadalupe Almeida

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por los señores Luis Carlos Enríquez Cisneros y Jorge Luis Guadalupe Almeida, bajo mi supervisión.

Ing. Miguel Darío Ortega López, Msc.
DIRECTOR DE PROYECTO

AGRADECIMIENTOS

A mis padres, Gloria Cisneros y Carlos Enríquez, por haberme dado la vida, cuidarme tanto durante mi niñez y guiarme en la vida; y por haberme dado una excelente educación, la que me ha permitido conocer un mundo de posibilidades a mi alrededor y que ha creado en mí el deseo de crecer siendo mejor persona cada día.

Al Ing. Miguel Ortega por haber compartido desinteresadamente mucho de su conocimiento y sus experiencias; además por su paciencia y por el apoyo brindado sobre todo en los momentos más complicados del desarrollo de este proyecto.

A Jorge, colega y amigo, por todo el empeño puesto en el desarrollo de este proyecto.

Al Ing. Adrian Peña, Ing. Carlos Valladares, al Dr. Álvaro Aguinaga y a todos quienes compartieron sus experiencias e ideas alrededor de este tema.

Luis Carlos Enríquez C.

A Dios Todopoderoso por darme vida, fuerza y pasión por las cosas que hago, su bendición logro cumplir mi sueño.

A mis padres por la entrega, sacrificio y apoyo incondicional que han puesto en mí.

A mi hermana Teresa, quien con su carácter y fuerza de voluntad, me ha dado el ejemplo para afrontar con valentía las adversidades que me ha puesto la vida.

A mi hermano Esteban por su amistad y confianza total.

Al Ing. Miguel Ortega por su guía, acertados consejos y sincera amistad en este largo camino lleno de retos y desafíos.

Al Ing. Carlos Valladares, Ing. Adrián Peña, Dr. Álvaro Aguinaga, por sus acertadas sugerencias.

A Luis Carlos compañero y amigo verdadero, su empeño y curiosidad hicieron de este proyecto exitoso.

A todos mis amigos y amigas que están pendientes de mi bienestar.

A todo el personal docente y administrativo que hizo posible la culminación exitosa de este proyecto.

Jorge Luis Guadalupe Almeida

DEDICATORIA

A mis padres, Gloria y Carlos, quienes con el ejemplo me han enseñado el valor del esfuerzo y la perseverancia.

A mis hermanos: Gaby y Paulo; espero que nunca se desanimen ante la adversidad y sigan adelante buscando sus sueños y la felicidad de los suyos.

Al Ing. Miguel Ortega, un excelente director y un buen amigo.

Luis Carlos Enríquez C.

A mis padres Luis y Graciela, ejemplo de personas, mi refugio y guía, mi fuente de inspiración sin quienes mi vida no tiene sentido, los amo con todo mi corazón.

A mi hermana Teresa, por ser artífice de bellos momentos en mi vida.

A mi hermano Esteban, amigo y confidente de aventuras inolvidables.

A mi tía Elisa Guadalupe, ejemplo de vida y generosidad.

Al Ing. Miguel Ortega por la oportunidad brindada, más allá de ser Director del proyecto, un amigo.

Jorge Luis Guadalupe Almeida

CONTENIDO

DECLARACIÓN	II
CERTIFICACIÓN	III
AGRADECIMIENTOS	IV
DEDICATORIA	V
CONTENIDO	VI
ÍNDICE DE TABLAS.....	XI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XVI
NOMENCLATURA.....	XXIV
RESUMEN.....	XXVI
1. CAPÍTULO 1	
FUNDAMENTO TEÓRICO.....	1
1.1. CICLO STIRLING IDEAL	1
1.1.1. TRABAJO REALIZADO POR EL CICLO.....	4
1.1.2. CALOR SUMINISTRADO AL CICLO.....	4
1.1.3. EFICIENCIA TÉRMICA DEL CICLO.....	5
1.2. TIPOS DE MOTORES STIRLING.....	6
1.2.1. POR EL MODO DE OPERACIÓN	6
1.2.2. POR LA FORMA DEL ACOPLAMIENTO DEL CILINDRO	9
1.2.3. POR LA FORMA DEL ACOPLAMIENTO DEL PISTÓN.....	11
1.3. PARÁMETROS QUE AFECTAN AL FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR STIRLING.....	14
1.3.1. EFECTO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CALENTAMIENTO Y ENFRIAMIENTO.....	14
1.3.2. EFECTO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL REGENERADOR	15
1.3.3. EFECTO DE FUGAS DE FLUIDO DE TRABAJO	18
1.3.4. EFECTO DE LOS ESPACIOS MUERTOS	19
1.3.5. EFECTO DEL MOVIMIENTO DEL PISTÓN	19
1.3.6. EFECTOS COMBINADOS.....	20
1.4. ANÁLISIS MATEMÁTICO CONSIDERANDO LOS ESPACIOS MUERTOS, EL MOVIMIENTO DEL PISTÓN Y LA EFICIENCIA DEL REGENERADOR.....	21

1.4.1.	ANÁLISIS MATEMÁTICO CONSIDERANDO EL EFECTO DE LOS ESPACIOS MUERTOS.....	21
1.4.2.	ANÁLISIS MATEMÁTICO CONSIDERANDO EL EFECTO DEL MOVIMIENTO DEL PISTÓN.....	23
1.4.3.	ANÁLISIS MATEMÁTICO CONSIDERANDO LA EFICIENCIA DEL REGENERADOR.....	25
1.4.4.	SIMULACIÓN MATEMÁTICA DEL FUNCIONAMIENTO REAL DE MOTORES STIRLING TIPO ALFA, BETA Y GAMMA.	28
1.5.	PRINCIPIOS DE RADIACIÓN SOLAR Y CONCENTRADORES PARABÓLICOS	43
1.5.1.	ENERGÍA SOLAR.....	43
1.5.2.	DISTRIBUCIÓN ESPECTRAL DE LA RADIACIÓN SOLAR.	44
1.5.3.	DIRECCIÓN DE LA INCIDENCIA DE LA RADIACIÓN SOLAR.....	44
1.5.4.	ENERGÍA PROVENIENTE DEL SOL.....	46
1.5.5.	COLECTOR SOLAR.....	46
1.5.6.	TIPOS DE COLECTORES SOLARES	47
2.	CAPÍTULO 2	
	PLANTEAMIENTO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVA	51
2.1.	PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS	51
2.1.1.	ALTERNATIVA 1. MOTOR TIPO ALFA.	51
2.1.2.	ALTERNATIVA 2. MOTOR TIPO BETA.	53
2.1.3.	ALTERNATIVA 3.MOTOR TIPO GAMMA.....	56
2.2.	SELECCIÓN DE ALTERNATIVA	58
2.2.1.	MÉTODO ORDINAL CORREGIDO DE CRITERIOS PONDERADOS PARA LA EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS.....	61
3.	CAPÍTULO 3.	
	DISEÑO, DIMENSIONAMIENTO, CONSTRUCCIÓN, PRUEBAS Y SIMULACIONES DEL MOTOR TIPO ALFA SELECCIONADO.....	65
3.1.	DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING TIPO ALFA.	65
3.1.1.	ANÁLISIS EN EL FOCO FRÍO	66
3.1.2.	ANÁLISIS EN EL FOCO CALIENTE.....	86
3.1.3.	DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍA DE CONEXIÓN ENTRE FOCO FRÍO Y FOCO CALIENTE.....	94

3.1.4.	DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DEL CIGÜEÑAL.....	97
3.1.5.	DISEÑO DEL VOLANTE DE INERCIA.....	101
3.2.	CONSTRUCCIÓN DEL MOTOR STIRLING TIPO ALFA.....	106
3.2.1.	CILINDRO DE PRESIÓN PARA EL FOCO CALIENTE.....	107
3.2.2.	CILINDRO DE PRESIÓN PARA EL FOCO FRÍO.....	108
3.2.3.	PISTÓN.....	109
3.2.4.	ANILLOS ELÁSTICOS DE TEFLÓN.....	109
3.2.5.	BULÓN.....	110
3.2.6.	BOCÍN DE BIELA.....	111
3.2.7.	BOCÍN PARA EL SOPORTE DE DEL CIGÜEÑAL.....	111
3.2.8.	CIGÜEÑAL.....	112
3.2.9.	VOLANTE DE INERCIA.....	113
3.2.10.	BIELA.....	114
3.2.11.	SOPORTE PARA EL CIGÜEÑAL.....	115
3.2.12.	SOPORTE SUPERIOR (FOCO CALIENTE).....	116
3.2.13.	CONEXIÓN ENTRE LOS FOCOS CALIENTE Y FRÍO.....	116
3.2.14.	ENSAMBLAJE DEL MOTOR STIRLING TIPO ALFA.....	117
3.3.	PRUEBAS Y MODIFICACIONES DEL MOTOR STIRLING TIPO ALFA.....	120
3.3.1.	DESCRIPCIÓN DE LA PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING.....	120
3.3.2.	RESULTADOS DE LA PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING TIPO ALFA.....	121
3.4.	SIMULACIÓN DEL MOTOR STIRLING TIPO ALFA.....	130
3.4.1.	DEFINICIÓN DE ENTRADAS.....	130
3.4.2.	FUERZA POR PRESIÓN EN LOS CILINDROS.....	130
3.4.3.	FUERZA POR ROZAMIENTO.....	132
3.4.4.	PROCESO DE SIMULACIÓN.....	134
4.	CAPÍTULO 4	
	DISEÑO, CONSTRUCCIÓN, PRUEBAS Y SIMULACIÓN DE UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA.....	145
4.1.	DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DE UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA... ..	145

4.1.1.	DISEÑO DEL CILINDRO DE PRESIÓN.....	147
4.1.2.	DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DEL CIGÜEÑAL.	160
4.1.3.	DISEÑO DEL VOLANTE DE INERCIA.....	161
4.2.	CONSTRUCCIÓN DE UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA.	161
4.2.1.	CÁMARA DE CALENTAMIENTO PARA EL FOCO CALIENTE.	161
4.2.2.	CÁMARA DE ENFRIAMIENTO PARA EL FOCO FRÍO.....	162
4.2.3.	CONSTRUCCIÓN DEL DIAFRAGMA.	164
4.2.4.	CONSTRUCCIÓN DE GUÍAS PARA DESPLAZADOR.	165
4.2.5.	CONSTRUCCIÓN DEL DESPLAZADOR.....	166
4.2.6.	CONSTRUCCIÓN DE CIGÜEÑAL.....	167
4.2.7.	CONSTRUCCIÓN DEL VOLANTE DE INERCIA.	168
4.2.8.	COSNTRUCCIÓN SOPORTE DEL MOTOR STIRLING TIPO GAMMA.....	169
4.2.9.	SEPARADOR ENTRE CÁMARA DE CALENTAMIENTO Y CÁMARA DE ENFRIAMIENTO.....	171
4.3.	PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING TIPO GAMMA.	173
4.3.1.	PRUEBAS DE FRICCIÓN DEL MOTOR STIRLING.....	173
4.3.1.	PRUEBAS DE FUGAS DEL MOTOR STIRLING.	175
4.3.2.	PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING.	175
4.4.	SIMULACIÓN MOTOR STIRLING GAMMA.	178
5.	CAPÍTULO 5	
	DIMENSIONAMIENTO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DEL COLECTOR SOLAR PARABÓLICO.....	182
5.1.	DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DEL COLECTOR SOLAR PARABÓLICO.....	182
5.1.1.	DIÁMETRO REQUERIDO DE LA PARÁBOLA DEL REFLECTOR.....	182
5.1.2.	DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DEL SOPORTE INFERIOR GIRATORIO.	187
5.2.	CONSTRUCCIÓN DEL COLECTOR SOLAR PARABÓLICO.....	189
5.2.1.	CONSTRUCCIÓN DEL REFLECTOR SOLAR PARABÓLICO.....	189
5.2.2.	CONSTRUCCIÓN DEL SOPORTE INFERIOR GIRATORIO.	194
5.2.3.	CONSTRUCCIÓN DEL BRAZO TELESCÓPICO.....	196
5.3.	PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO DEL COLECTOR SOLAR PARABÓLICO.....	198

5.3.1.	DESCRIPCIÓN DE LA PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO DEL COLECTOR SOLAR PARABÓLICO.....	199
5.3.2.	RESULTADOS DE LA PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO DEL COLECTOR SOLAR PARABÓLICO.....	201
5.4.	PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA MOTOR STIRLING SOLAR.	203
6.	CAPÍTULO 6	
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	206
6.1.	CONCLUSIONES.....	206
6.1.1.	TIPO ALFA.....	206
6.1.2.	TIPO GAMMA.....	207
6.1.3.	TIPO ALFA VS TIPO GAMMA.....	207
6.1.4.	GENERALES.....	208
6.2.	RECOMENDACIONES.....	209
	BIBLIOGRAFÍA.....	212
	ANEXOS.....	214
	ANEXO 01	
	FORMULACIÓN ESPECÍFICA Y TABLAS DE RESULTADOS EN EL CÁLCULO TERMODINÁMICO DE CADA TIPO DE MOTOR SEGÚN LAS ALTERNATIVAS PLANTEADAS EN LA SECCIÓN 2.2.....	215
	ANEXO 02	
	TABLAS DE CLIMA DE LA NASA.....	236
	ANEXO 03	
	DATOS DE INSOLACIÓN DIFUSA Y DIRECTA PROMEDIO SEGÚN LOS DATOS DEL CONELEC.....	239
	ANEXO 04	
	PROGRAMA PARA LA CONSTRUCCIÓN EN MÁQUINA CNC, DE PISTONES Y CILINDROS DEL FOCO FRÍO Y CALIENTE.....	241
	ANEXO 05	
	ANÁLISIS DE COSTOS EN LA CONSTRUCCIÓN DEL MOTOR STIRLING SOLAR.....	244
	ANEXO 06.	
	PLANOS DE TALLER Y PLANOS DE MONTAJE.....	250

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO 1

<i>Tabla 1.1.- Tipo de acoplamiento rígido.</i>	12
<i>Tabla 1.2.- Tabla de datos motor alfa.</i>	28
<i>Tabla 1.3.- Tabla de resultados, utilizando variaciones del ángulo de cigüeñal de treinta grados:</i>	29
<i>Tabla 1.4.- Resultados termodinámicos en base a las ecuaciones de la sección 1.4.</i>	31
<i>Tabla 1.5.- Tabla de datos motor beta.</i>	33
<i>Tabla 1.6 - Tabla de resultados, utilizando variaciones del ángulo de cigüeñal de treinta grados:</i>	34
<i>Tabla 1.7.- Resultados termodinámicos en base a las ecuaciones de la sección 1.4.</i>	36
<i>Tabla 1.8.- Tabla de datos motor gamma.</i>	38
<i>Tabla 1.9.- Tabla de resultados, utilizando variaciones del ángulo de cigüeñal de treinta grados:</i>	39
<i>Tabla 1.10.- Resultados termodinámicos en base a las ecuaciones de la sección 1.4.</i>	41

CAPÍTULO 2

<i>Tabla 2.1.- Datos iniciales para la alternativa 1 (motor tipo alfa).</i>	59
<i>Tabla 2.2.- Datos iniciales para la alternativa 2 (motor tipo beta).</i>	59
<i>Tabla 2.3.- Datos iniciales para la alternativa 3 (motor tipo gamma).</i>	60
<i>Tabla 2.4.- Resultados en base a los datos iniciales de las tablas 2.2, 2.3 y 2.4.</i>	60
<i>Tabla 2.5.- Evaluación del peso específico de cada uno de los criterios.</i>	62
<i>Tabla 2.6.- Evaluación del criterio específico: costo.</i>	63
<i>Tabla 2.7.- Evaluación del criterio específico: facilidad de construcción y ensamblaje.</i>	63
<i>Tabla 2.8.- Evaluación del criterio específico: eficiencia.</i>	63

<i>Tabla 2.9.- Evaluación del criterio específico: bajo peso.</i>	63
<i>Tabla 2.10.- Evaluación del criterio específico: adaptabilidad.</i>	64
<i>Tabla 2.11.- Tabla de conclusiones:</i>	64

CAPÍTULO 3

<i>Tabla 3.1. Datos usados para el dimensionamiento de los elementos (resumen de tablas 2.1 y 2.4).</i>	65
<i>Tabla 3.2. Pruebas realizadas con diferentes tipos de anillos en el cilindro de presión.</i>	70
<i>Tabla 3.3. Datos y resultados en el cálculo del coeficiente transferencia de calor por radiación.</i>	76
<i>Tabla 3.4. Datos y resultados en el cálculo del coeficiente transferencia de calor por convección forzada.</i>	78
<i>Tabla 3.5. Datos y resultados en el cálculo del coeficiente transferencia de calor por convección natural.</i>	79
<i>Tabla 3.6. Datos y resultados en el cálculo del área y la eficiencia del arreglo aleteado.</i>	82
<i>Tabla 3.7. Datos y resultados en el cálculo de la resistencia térmica equivalente en el foco frío.</i>	82
<i>Tabla 3.8. Datos y resultados en el cálculo del coeficiente transferencia de calor por radiación en el foco caliente.</i>	92
<i>Tabla 3.9. Datos y resultados en el cálculo de resistencias térmicas y flujos de calor en el foco caliente.</i>	93
<i>Tabla 3.10. Tabla de solución de problemas.</i>	121
<i>Tabla 3.11. Datos para el cálculo de la Fuerza aplicada en el motor.</i>	132
<i>Tabla 3.12. Datos y resultados en el cálculo del torque de rozamiento.</i>	134
<i>Tabla 3.13. Íconos utilizados en SimMechanics y su significado.</i>	137
<i>Tabla 3.14. Datos termodinámicos y resultados después de las modificaciones.</i>	143

CAPÍTULO 4

<i>Tabla 4.1. Datos usados para la construcción de los elementos del motor tipo gamma.....</i>	146
<i>Tabla 4.2. Datos usados para la construcción de los elementos del motor tipo gamma.....</i>	146
<i>Tabla 4.3. Datos y resultados en el cálculo del coeficiente transferencia de calor por radiación.....</i>	152
<i>Tabla 4.4. Datos y resultados en el cálculo de la resistencia térmica equivalente en el foco frío.....</i>	152
<i>Tabla 4.5. Datos y resultados en el cálculo del coeficiente transferencia de calor por radiación en el foco caliente.....</i>	159
<i>Tabla 4.6. Datos y resultados en el cálculo de resistencias térmicas y flujos de calor en el foco caliente.....</i>	159
<i>Tabla 4.7. Temperaturas de foco caliente y foco frío y velocidad de giro del motor Stirling tipo gamma en pruebas de laboratorio.....</i>	176
<i>Tabla 4.8. Trabajo mínimo requerido para lograr el movimiento del motor construido.....</i>	177
<i>Tabla 4.9. Datos para el cálculo de la Fuerza aplicada en el motor.....</i>	179
<i>Tabla 4.10. Datos y resultados en el cálculo del torque de rozamiento.....</i>	180

CAPÍTULO 5

<i>Tabla 5.1. Radiación Directa Anual Promedio para Quito.....</i>	182
<i>Tabla 5.2. Radiación instantánea según la hora del día para un día de Noviembre. $H_0 = 3007$ [Wh/m²/día].....</i>	184
<i>Tabla 5.3. Dimensiones del soporte inferior giratorio.....</i>	189
<i>Tabla 5.4. Valores de: generatriz, diámetro correspondiente y longitud de arco para cada plancha de acero inoxidable.....</i>	192
<i>Tabla 5.5. Características de termocuplas.....</i>	199

<i>Tabla 5.6. Hora del día, milivoltaje, temperaturas del cilindro de foco caliente y radiación global instantánea desde las 11h00 a 13h00 del lunes 22 de febrero de 2011.....</i>	<i>201</i>
<i>Tabla 5.7. Resultados obtenidos en prueba de funcionamiento del sistema motor Stirling solar.....</i>	<i>204</i>

ANEXO 1

<i>Tabla A1.1. Tabla de datos para el motor alfa:.....</i>	<i>215</i>
<i>Tabla A1.2. Tabla de resultados, utilizando variaciones del ángulo de cigüeñal de cinco grados:</i>	<i>216</i>
<i>Tabla A.3.- Resultados termodinámicos en base a las ecuaciones de la sección 1.4.</i>	<i>220</i>
<i>Tabla A1.4. Tabla de datos para el motor tipo beta:</i>	<i>222</i>
<i>Tabla A1.5. Tabla de resultados, utilizando variaciones del ángulo de cigüeñal de cinco grados:</i>	<i>222</i>
<i>Tabla A.6.- Resultados termodinámicos en base a las ecuaciones de la sección 1.4.</i>	<i>227</i>
<i>Tabla A1.7. Tabla de datos para el motor tipo gamma:</i>	<i>229</i>
<i>Tabla A1.8. Tabla de resultados, utilizando variaciones del ángulo de cigüeñal de cinco grados:</i>	<i>229</i>
<i>Tabla A1.9.- Resultados termodinámicos en base a las ecuaciones de la sección 1.4.</i>	<i>234</i>

ANEXO 2

<i>Tabla A2.1. Promedio mensual de la radiación incidente sobre una superficie horizontal (kWh/m²/day)</i>	<i>236</i>
<i>Tabla A2.2. Parámetros de radiación solar incidente para aplicaciones termo - solares (kWh/m²/day)</i>	<i>237</i>
<i>Tabla A2.3. Promedio mensual de la radiación difusa incidente sobre una superficie horizontal (kWh/m²/day).....</i>	<i>237</i>

<i>Tabla A2.4. Promedio mensual de la radiación normal directa (kWh/m²/day)...</i>	<i>237</i>
<i>Tabla A2.5. Promedio mensual de la radiación incidente sobre una superficie horizontal con cielo despejado (kWh/m²/day).....</i>	<i>237</i>
<i>Tabla A2.6. Promedio mensual de la velocidad del viento a 50m sobre la superficie de la tierra (m/s).....</i>	<i>238</i>

ANEXO 5

<i>Tabla A5.1. Costo de los materiales utilizados en la construcción del motor Stirling solar.....</i>	<i>244</i>
<i>Tabla A5.2. Costos de procesos de fabricación.....</i>	<i>247</i>

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO 1

<i>Figura 1.1. Diagramas $T - s$ y $P - v$ correspondientes al ciclo Stirling.....</i>	2
<i>Figura 1.2. Ilustración del funcionamiento del ciclo Stirling teórico.</i>	3
<i>Figura 1.3.- Motor Stirling de simple efecto.</i>	7
<i>Figura 1.4.- Configuración Rider en base al principio de doble efecto.</i>	8
<i>Figura 1.5.- Configuración alfa de pistones gemelos.</i>	10
<i>Figura 1.6.- Configuración beta.....</i>	10
<i>Figura 1.7.- Configuración gamma.</i>	11
<i>Figura 1.8. Efectos de la transferencia imperfecta de calor.</i>	15
<i>Figura 1.9. Efectos de la ineficiencia del regenerador.</i>	16
<i>Figura 1.10. Efectos de fugas del fluido de trabajo.....</i>	18
<i>Figura 1.11. Efectos del movimiento continuo del pistón.</i>	19
<i>Figura 1.12.Efectos de desviaciones de la operación del ciclo ideal.....</i>	20
<i>Figura 1.13. Motor con 3 zonas: volumen caliente, volumen frío y volumen de regenerador.</i>	21
<i>Figura 1.14. Pistón con mecanismo sencillo tipo biela-manivela.....</i>	24
<i>Figura 1.15. Curvas $P-V$ y $T-S$ de un ciclo Stirling teórico y uno real afectado por un volumen muerto del 10% en la zona caliente y en la zona fría.....</i>	25
<i>Figura 1.16. Porción de un diagrama T vs S. Se observa la variación de entropía (ΔS) dada por la suma de la variación de entropía a temperatura constante (ΔS_1) y la variación de entropía a volumen constante (ΔS_2).</i>	26
<i>Figura 1.17. Gráficas $P-V$, $T-S$ y $P-\theta$ para el motor tipo Alfa.....</i>	32
<i>Figura 1.18. Gráficas $P-V$, $T-S$ y $P-\theta$ para el motor tipo Beta.....</i>	37
<i>Figura 1.19. Gráficas $P-V$, $T-S$ y $P-\theta$ para el motor tipo Gamma.....</i>	42
<i>Figura 1.20. Concentradores parabólicos que recogen la energía solar en Almería, España.</i>	43
<i>Figura 1.21. Distribución espectral de la radiación del Sol como cuerpo negro... </i>	44
<i>Figura 1.22. Aproximadamente la mitad de la energía proveniente del Sol alcanza la superficie terrestre.</i>	46

<i>Figura 1.23. Colector plano.....</i>	<i>47</i>
<i>Figura 1.24. Colectores cilindro parabólicos.....</i>	<i>48</i>
<i>Figura 1.25. Colector parabólico.</i>	<i>49</i>
<i>Figura 1.26. Helióstato.....</i>	<i>50</i>

CAPÍTULO 2

<i>Figura 2.1.- Configuración Alternativa Motor Alfa.</i>	<i>51</i>
<i>Figura 2.2.- Configuración Alternativa Motor Beta.</i>	<i>53</i>
<i>Figura 2.3.- Configuración Alternativa Motor Gamma.</i>	<i>56</i>
<i>Figura 2.4.- Diagrama P vs V para las tres alternativas en base a los datos iniciales de las tablas 2.2, 2.3 y 2.4.....</i>	<i>61</i>
<i>Figura 2.5.- Diagrama T vs S para las tres alternativas en base a los datos iniciales de las tablas 2.2, 2.3 y 2.4.....</i>	<i>61</i>

CAPÍTULO 3

<i>Figura 3.1.- Esquema de presión y esfuerzo en el cilindro.</i>	<i>66</i>
<i>Figura 3.2.- Partes principales del pistón.</i>	<i>68</i>
<i>Figura 3.3.- Esquema del anillo elástico de teflón.</i>	<i>71</i>
<i>Figura 3.4.- Esquema del anillo elástico metálico.....</i>	<i>71</i>
<i>Figura 3.5.- Esquema físico del foco frío y esquema de flujo de calor.</i>	<i>73</i>
<i>Figura 3.6.- Circuito térmico equivalente correspondiente al esquema físico del foco frío.</i>	<i>73</i>
<i>Figura 3.7.- Reducción del circuito térmico de la figura 3.6.</i>	<i>75</i>
<i>Figura 3.8.- Resistencia térmica equivalente para el foco frío.</i>	<i>75</i>
<i>Figura 3.9.- Esquema de transferencia de calor por convección natural para la ecuación 3.5.</i>	<i>79</i>
<i>Figura 3.10.- Eficiencia de aletas anulares de perfil rectangular.....</i>	<i>81</i>
<i>Figura 3.11.- Esquema físico de transferencia de calor por conducción en la tubería de cobre.</i>	<i>84</i>
<i>Figura 3.12.- Circuito térmico equivalente para la transferencia de calor por conducción en la tubería de cobre.</i>	<i>84</i>

<i>Figura 3.13.- Esquema del anillo elástico de teflón.</i>	<i>87</i>
<i>Figura 3.14.- Esquema físico del foco caliente y esquema de flujo de calor.</i>	<i>88</i>
<i>Figura 3.15.- Circuito térmico equivalente correspondiente al esquema físico del foco caliente.</i>	<i>89</i>
<i>Figura 3.16.- Reducción del circuito térmico de la figura 3.12.</i>	<i>90</i>
<i>Figura 3.17.- Reducción del circuito térmico de la figura 3.16.</i>	<i>90</i>
<i>Figura 3.18.- Reducción del circuito térmico de la figura 3.17.</i>	<i>91</i>
<i>Figura 3.19.- Partes de un cigüeñal.</i>	<i>97</i>
<i>Figura 3.20.- Esquema inicial del cigüeñal.</i>	<i>98</i>
<i>Figura 3.21.- Ventana de propiedades del elemento.</i>	<i>99</i>
<i>Figura 3.22.- Procedimiento para retirar material del contrapeso opuesto a un codo excéntrico.</i>	<i>100</i>
<i>Figura 3.23.- Material retirado para lograr el balanceo del cigüeñal.....</i>	<i>101</i>
<i>Figura 3.24.- Primer ensamblaje del motor Stirling.....</i>	<i>103</i>
<i>Figura 3.25.- Establecimiento de la gravedad como característica del entorno.</i>	<i>103</i>
<i>Figura 3.26.- Ventana de manejo de “Dynamic Part Motion”.....</i>	<i>104</i>
<i>Figura 3.27.- Posición final debido al desbalanceo.....</i>	<i>104</i>
<i>Figura 3.28.- Configuración del graficador.</i>	<i>105</i>
<i>Figura 3.29.- Variación de la posición angular en función del tiempo.</i>	<i>105</i>
<i>Figura 3.30.- Ensamble con la forma final del volante de inercia.</i>	<i>106</i>
<i>Figura 3.31.- Posición angular en función del tiempo con la geometría final del volante de inercia.....</i>	<i>106</i>
<i>Figura 3.32.- Placa inferior para el foco caliente.</i>	<i>107</i>
<i>Figura 3.33.- Cilindro de presión del foco caliente.....</i>	<i>108</i>
<i>Figura 3.34.- Cilindro de presión del foco frío.....</i>	<i>108</i>
<i>Figura 3.35.- Pistón.</i>	<i>109</i>
<i>Figura 3.36.- Anillos elásticos de teflón.....</i>	<i>110</i>
<i>Figura 3.37.- Bulón.</i>	<i>110</i>
<i>Figura 3.38.- Bocín para el bulón y la biela.</i>	<i>111</i>
<i>Figura 3.39.- Bocín para el soporte del cigüeñal.</i>	<i>112</i>
<i>Figura 3.40.- Torneado con perro de arrastre.....</i>	<i>112</i>

<i>Figura 3.41.- Cigüeñal.</i>	113
<i>Figura 3.42.- Volante de Inercia.</i>	113
<i>Figura 3.43.- Esquema biela.</i>	114
<i>Figura 3.44.- Soporte del cigüeñal.</i>	115
<i>Figura 3.45.- Soporte superior.</i>	116
<i>Figura 3.46.- Soporte superior.</i>	117
<i>Figura 3.47.- Ensamblaje del cilindro del foco frío.</i>	117
<i>Figura 3.48.- Ensamblaje del cigüeñal.</i>	118
<i>Figura 3.49.- Ensamblaje del cilindro del foco caliente y volante de inercia.</i>	119
<i>Figura 3.50.- Motor Stirling.</i>	119
<i>Figura 3.51.- Esquema de prueba de funcionamiento del motor Stirling.</i>	120
<i>Figura 3.52.- Esquema de volante de inercia</i>	122
<i>Figura 3.53.- Segundo volante de inercia.</i>	123
<i>Figura 3.54.- Pistón de aluminio con 5 anillos de silicona roja.</i>	124
<i>Figura 3.55.- Pistón y anillos de teflón más resorte centra y anillo de teflón.</i>	124
<i>Figura 3.56.- Pistón untado con grasa ABRO con base de litio.</i>	125
<i>Figura 3.57.- Pistón de aluminio y anillos de teflón con anillos elásticos de acero.</i>	125
<i>Figura 3.58.- Pistón de aluminio y estopa grafitada.</i>	126
<i>Figura 3.59.- Pistón de aluminio y anillo de silicona.</i>	126
<i>Figura 3.60.- Izquierda: anillo de silicona con perfil cóncavo; derecha: anillo de silicona con perfil recto.</i>	127
<i>Figura 3.61.- Pistón de aluminio con 4 anillos de silicona roja y 4 anillos elásticos de acero.</i>	127
<i>Figura 3.62.- Pistón de aluminio con 4 anillos de teflón y 4 anillos elásticos de acero.</i>	128
<i>Figura 3.63.- Pistón y 4 anillos de teflón más anillos de acero.</i>	129
<i>Figura 3.64.- Curva P vs θ para el motor tipo Alfa.</i>	131
<i>Figura 3.65.- Distribución de velocidades en un fluido viscoso debido a un esfuerzo cortante.</i>	133

<i>Figura 3.66.- Ensamble del motor listo para la simulación. El pistón frío se encuentra de forma que la cámara fría se encuentra llena.</i>	135
<i>Figura 3.67.- Diagrama de Flujo con todos los elementos del ensamble.</i>	136
<i>Figura 3.68.- Ventana de configuración de la junta rotatoria.....</i>	138
<i>Figura 3.69.- Establecimiento de sensores y actuadores en la junta rotatoria entre el cigüeñal y su soporte.</i>	139
<i>Figura 3.70.- Configuración de la entrada de fuerza por presión.</i>	140
<i>Figura 3.71.- Conexión del graficador, de la entrada de fuerza de rozamiento, de la entrada de fuerza por presión y del impulso inicial.</i>	140
<i>Figura 3.72.- Actuadores de junta para las juntas prismáticas entre cada pistón y su respectivo cilindro.</i>	141
<i>Figura 3.73.- Velocidad angular en RPM con respecto al tiempo para la primera simulación.</i>	141
<i>Figura 3.74.- Primera simulación dinámica obtenida por medio del módulo SimMechanics.</i>	142
<i>Figura 3.75.- Presión vs ángulo de cigüeñal después de realizadas las modificaciones.....</i>	143
<i>Figura 3.76.- RPMs vs tiempo para el motor alfa con todas las modificaciones realizadas.....</i>	144

CAPÍTULO 4

<i>Figura 4.1.- Cámara de calentamiento del fluido de trabajo.....</i>	147
<i>Figura 4.2.- Separador polimérico.....</i>	148
<i>Figura 4.3.- Cámara de enfriamiento del fluido de trabajo.</i>	148
<i>Figura 4.4.- Esquema físico del foco frío y esquema de flujo de calor.</i>	149
<i>Figura 4.5.- Circuito térmico equivalente para el foco frío.....</i>	149
<i>Figura 4.6.- Reducción del circuito térmico de la figura 4.5.</i>	151
<i>Figura 4.7.- Resistencia térmica equivalente para el foco frío.</i>	152
<i>Figura 4.8.- Circuito térmico equivalente para la transferencia de calor por conducción a través del separador polimérico.....</i>	154
<i>Figura 4.9.- Esquema físico del foco caliente y esquema de flujo de calor..</i>	156

<i>Figura 4.10.- Circuito térmico equivalente para el foco caliente.....</i>	156
<i>Figura 4.11.- Reducción del circuito térmico de la figura 4.10.</i>	157
<i>Figura 4.12.- Reducción del circuito térmico de la figura 4.11.</i>	158
<i>Figura 4.13.- Volante de inercia de placa de acero inoxidable de 1,8mm de espesor.....</i>	161
<i>Figura 4.14.- Guía del foco caliente.</i>	162
<i>Figura 4.15.- Cámara de calentamiento del fluido de trabajo.....</i>	162
<i>Figura 4.16.- Tapa de cámara de enfriamiento del fluido de trabajo.</i>	163
<i>Figura 4.17.- Placa de sujeción para el diafragma.....</i>	163
<i>Figura 4.18.- Diafragma: biela y diafragma.....</i>	164
<i>Figura 4.19.- Instalación y sujeción de diafragma.....</i>	165
<i>Figura 4.20.- Guía para desplazador.....</i>	166
<i>Figura 4.21.- Cara superior del desplazador.</i>	167
<i>Figura 4.22.- Cara inferior del desplazador.</i>	167
<i>Figura 4.23.- Eje cigüeñal en vistas frontal y superior.</i>	168
<i>Figura 4.24.- Conjunto Volante de Inercia y cigüeñal.</i>	168
<i>Figura 4.25.- Esquema del disco soporte del motor Stirling gamma.</i>	169
<i>Figura 4.26.- Placas de acero para soportar al cigüeñal.....</i>	170
<i>Figura 4.27.- Soporte del motor Stirling gamma.</i>	170
<i>Figura 4.28.- Esquema de brida de unión entre cámaras fría y caliente.....</i>	171
<i>Figura 4.29.- Acople de biela de nylon para el elemento guía del desplazador.</i>	172
<i>Figura 4.30.- Acoplamiento del cilindro de presión y sus elementos.....</i>	172
<i>Figura 4.31.- motor Stirling tipo gamma.</i>	173
<i>Figura 4.32.- Curva P vs θ para el motor tipo gamma.....</i>	179
<i>Figura 4.33.- Curva RPMs vs tiempo para el motor gamma.....</i>	181

CAPÍTULO 5

<i>Figura 5.1.- Radiación instantánea vs Hora del día, para un día de Noviembre.</i>	184
<i>Figura 5.2.- Elementos de una parábola.....</i>	186

<i>Figura 5.3.- Esquema del soporte inferior giratorio.....</i>	188
<i>Figura 5.4.- Posiciones extremas del soporte inferior giratorio.</i>	188
<i>Figura 5.5.- Soporte hexagonal.....</i>	190
<i>Figura 5.6.- Pletinas de soporte para dar la forma básica al reflector.</i>	190
<i>Figura 5.7.- Trazo de líneas transversales para obtener la geometría de las planchas de acero inoxidable.....</i>	191
<i>Figura 5.8.- Medición de algunos arcos de generatriz y sus correspondientes diámetros.....</i>	192
<i>Figura 5.9.- Geometría de cada una de las 24 planchas de acero inoxidable. ..</i>	193
<i>Figura 5.10.- Reflector parabólico.</i>	193
<i>Figura 5.11.- Estructura del soporte inferior giratorio.....</i>	194
<i>Figura 5.12.- Placas asiento de las chumaceras.</i>	194
<i>Figura 5.13.- Asientos de pasador cilíndrico.....</i>	195
<i>Figura 5.14.- Soporte inferior giratorio.....</i>	195
<i>Figura 5.15.- Dimensiones del primer brazo de la junta prismática.....</i>	196
<i>Figura 5.16.- Primer brazo de la junta prismática.</i>	196
<i>Figura 5.17.- Segundo brazo de la junta prismática.....</i>	197
<i>Figura 5.18.- Ejes pasadores.</i>	197
<i>Figura 5.19.- Colector solar.....</i>	198
<i>Figura 5.20.- Acople del brazo telescópico.....</i>	198
<i>Figura 5.21.- Ensamblaje utilizado para la prueba del colector solar parabólico.</i>	200
<i>Figura 5.22.- Gráfico de temperatura del foco caliente vs tiempo.</i>	202
<i>Figura 5.23.- Gráfico de radiación global vs tiempo.....</i>	203
<i>Figura 5.24.- Prueba de funcionamiento del motor Stirling solar.....</i>	203

ANEXO 1

<i>Figura A1.1.- Gráficas P-V, T-S y P-θ para el motor tipo alfa.....</i>	236
<i>Figura A1.2.- Gráficas P-V, T-S y P-θ para el motor tipo beta.</i>	236
<i>Figura A1.3.- Gráficas P-V, T-S y P-θ para el motor tipo gamma.....</i>	236

ANEXO 2

Figura A2.1.- Selección de la zona de medición..... 236

ANEXO 3

Figura A3.1.- Insolación difusa promedio. Tomado del Atlas Solar del Ecuador con Fines de Generación Eléctrica del CONELEC. 239

Figura A3.2.- Insolación difusa promedio. Tomado del Atlas Solar del Ecuador con Fines de Generación Eléctrica del CONELEC. 240

ANEXO 4

Figura A4.1.- Torno CNC ubicado en el Taller de Máquinas Herramientas de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional. 243

NOMENCLATURA

C_p = Calor específico a presión constante, KJ/kg · K

C_v = Calor específico a volumen constante, KJ/kg · K

D = Diámetro, mm

d = Distancia o distancia de un arco de circunferencia, mm

e = Espesor, mm

k = Relación de calores específicos, C_p/C_v

m = Masa, kg

P = Presión, KPa.

q = Transferencia de calor por unidad de masa, KJ/kg

Q = Calor transferido, KJ.

R = Constante del gas, KJ/kg · K

r_v = Relación de volúmenes, $V_{m\acute{a}x} / V_{m\acute{i}n}$

S = Entropía, KJ/K

T = Temperatura, C o K

T_H = Temperatura de cuerpo a alta temperatura, K

T_L = Temperatura de cuerpo a baja temperatura, K

u = Energía interna específica, KJ/kg

V = Volumen total, m^3

$V_{m\acute{a}x}$ = Volumen máximo, m^3

$V_{\text{mín}}$ = Volumen mínimo, m^3

w = Trabajo por unidad de masa, KJ/kg

W = Trabajo total, KJ

Letras Griegas

ΔP = Pérdida de presión, MPa

α = Dilatación térmica, $^{\circ}\text{C}^{-1}$

ε = Efectividad del regenerador

η = Eficiencia

v = Volumen específico, m^3/kg

ζ = Relación de temperaturas, T_L / T_H

\emptyset = Diámetro, mm

σ = Esfuerzo, MPa

ρ = Densidad, kg/m^3

μ = Viscosidad, $\text{kg/m} \cdot \text{s}$

RESUMEN

El presente documento muestra el proceso seguido para alcanzar el objetivo principal de este proyecto de titulación: diseñar y construir un motor Stirling solar para el Laboratorio de Termodinámica.

En el primer capítulo del documento se desarrolla la base teórica para la comprensión del ciclo termodinámico Stirling ideal; posteriormente se muestra los tipos de motores y métodos de acoplamiento de los elementos utilizados en la construcción de un motor Stirling. Se muestra cuáles son los parámetros que en la práctica afectan al ciclo ideal, y se establece criterios, así como una formulación para predecir resultados más cercanos a la realidad. Al final de este capítulo se muestra una introducción sobre la energía solar y los dispositivos que ayudan a colectarla y utilizarla.

En el segundo capítulo se explica la selección de la mejor alternativa en base al método ordinal corregido de criterios ponderados, el cual orientó el diseño y construcción de un motor tipo alfa.

En el capítulo 3 se explica el diseño en base de cálculos termodinámicos, de transferencia de calor y de masa. Se explica la construcción, ensamblaje, pruebas y modificaciones realizadas al motor. Se muestra que con las diferentes modificaciones se mejoró el diseño; sin embargo, no se obtuvo el funcionamiento debido a no tener un sello adecuado en el foco caliente. Al final del capítulo se muestra una simulación virtual indicando cuáles son los resultados esperados en caso de obtener un sello totalmente hermético. Se establece la necesidad de realizar un nuevo diseño.

El capítulo 4 muestra los criterios tomados para el diseño de un motor tipo gamma. Se explica el diseño respaldado con los correspondientes cálculos, la construcción y las pruebas llevadas a cabo. Al final del capítulo se muestra los resultados de la simulación virtual y su relación con los resultados prácticos obtenidos.

El quinto capítulo explica el método de diseño y construcción del colector parabólico así como las pruebas realizadas y los resultados obtenidos. Finalmente se detallan los resultados de la investigación en el capítulo 6 en forma de conclusiones y recomendaciones.

CAPÍTULO 1

FUNDAMENTO TEÓRICO

1.1. CICLO STIRLING IDEAL

El primer motor basado en el ciclo termodinámico Stirling fue inventado en el año de 1816 por el reverendo escocés Robert Stirling. Este tipo de motor trabaja en un ciclo de expansión y posterior compresión de un gas de trabajo, que puede ser: aire, helio, hidrógeno, nitrógeno u otro.

El ciclo termodinámico se desarrolla entre dos procesos isotérmicos (temperatura constante): el primero de calentamiento a alta temperatura y el segundo de enfriamiento a baja temperatura; y entre dos procesos isocóricos (volumen constante): en el primero se almacena parte del calor del gas caliente en un elemento conocido como regenerador, en el segundo proceso isocórico se precalienta el gas frío con la energía almacenada en el regenerador. De esta forma, la característica destacada de este ciclo es el regenerador el cual es el encargado de almacenar momentáneamente el calor y luego devolverlo al sistema, reduciendo la cantidad de energía desechada. El regenerador es un elemento que puede ser: una malla de alambre, cerámica o cualquier tapón poroso que tenga una alta capacitancia térmica; es decir alto valor de masa por calor específico; de esta manera se tiene una gran capacidad para absorber y entregar calor.

El ciclo termodinámico Stirling ideal está compuesto de los siguientes procesos:

- a) En el primer proceso se recibe calor a temperatura constante T_H , logrando una expansión isotérmica del fluido de trabajo, la cual se representa en los diagramas T-s y P-v de la figura 1.1. por el cambio de estado del punto 1 al 2.
- b) El segundo es el proceso de regeneración a volumen constante (de 2 a 3) en donde el fluido de trabajo transfiere internamente calor al regenerador.

- c) En el tercer proceso se tiene una compresión a temperatura constante T_L (de 3 a 4), donde existe un rechazo de calor a un sumidero externo.
- d) El último proceso es la regeneración a volumen constante (de 4 a 1), donde se transfiere calor desde el regenerador al fluido de trabajo.

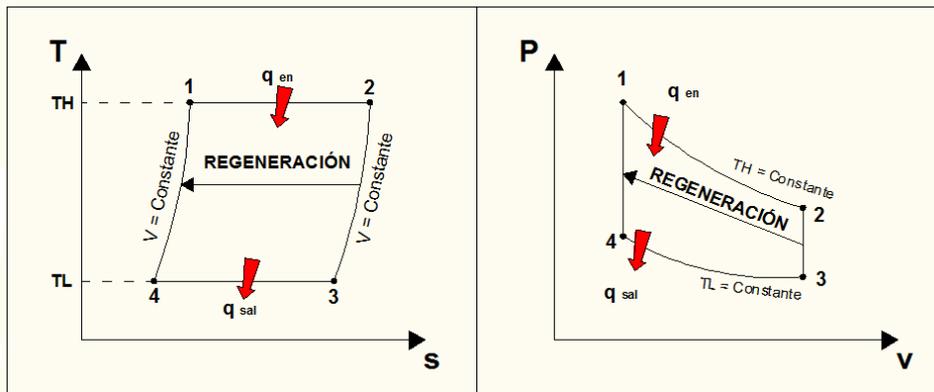


Figura 1.1. Diagramas $T - s$ y $P - v$ correspondientes al ciclo Stirling

Para una comprensión más clara, se puede ilustrar los procesos del ciclo termodinámico mediante un sistema compuesto de un cilindro con dos émbolos a los lados y un regenerador en el medio como se observa en la figura 1.2.

Inicialmente el fluido de trabajo (gas) se encuentra en la cámara de la izquierda (zona caliente) que se encuentra a alta temperatura T_H . En el proceso 1 – 2 se recibe calor a temperatura T_H y se consigue la expansión del gas y el movimiento del émbolo de la izquierda hacia afuera. Durante el proceso 2 – 3 se mueve simultáneamente el émbolo izquierdo y derecho hacia la derecha, manteniendo constante el volumen y obligando al aire a pasar por el regenerador para enfriarse hasta la temperatura baja T_L y a ubicarse en la zona de enfriamiento. En el proceso 3 – 4 se produce la entrega de calor al sumidero externo a baja temperatura T_L obteniéndose como resultado una compresión del volumen de aire y el movimiento hacia adentro del émbolo de la derecha. Finalmente, en el proceso 4 – 1 se mueven los dos émbolos hacia la izquierda con la misma velocidad para mantener la temperatura constante y para obligar a pasar al aire a través del regenerador recuperando la energía antes almacenada e incrementando la temperatura del aire hasta T_H .

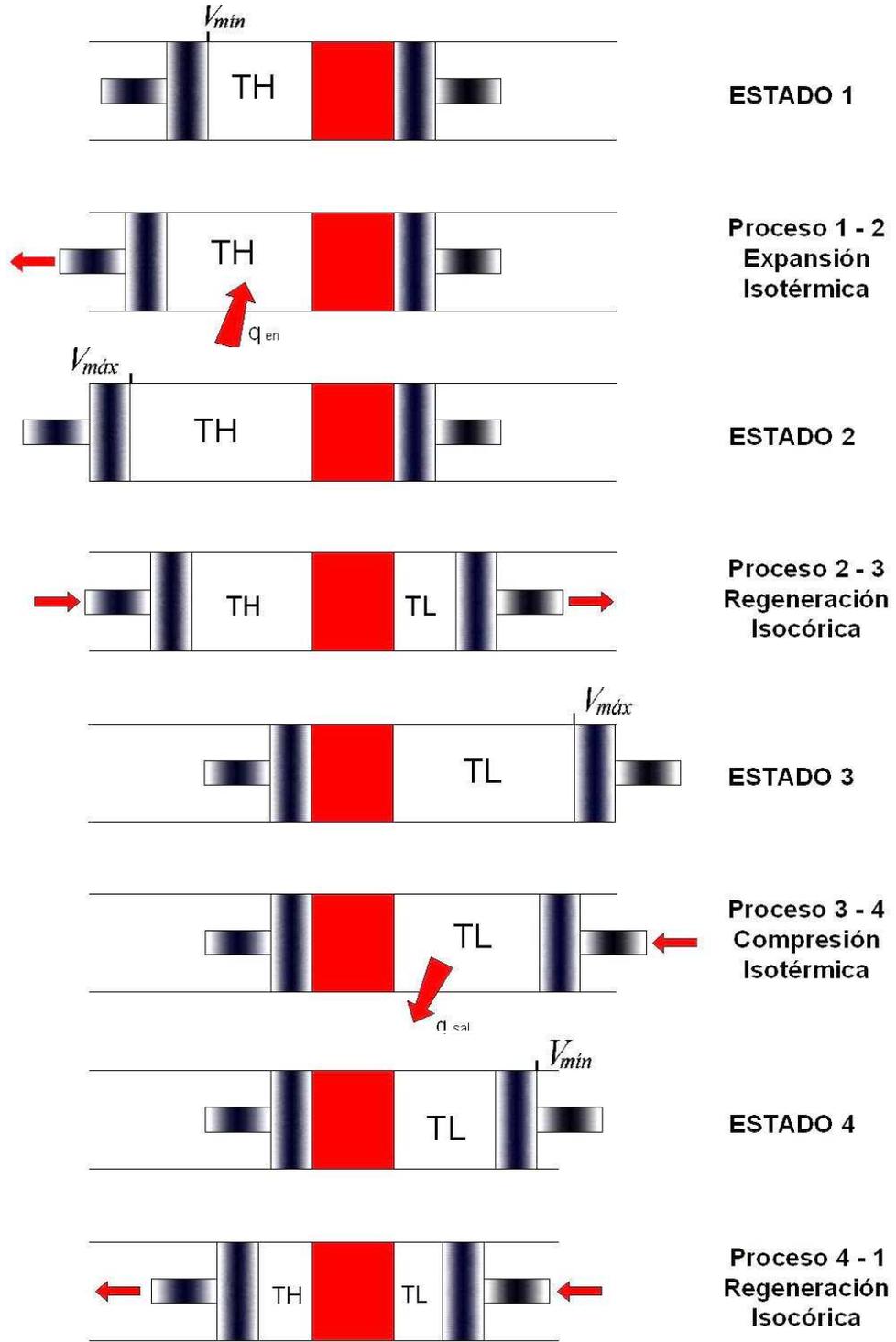


Figura 1.2. Ilustración del funcionamiento del ciclo Stirling teórico.

1.1.1. TRABAJO REALIZADO POR EL CICLO

Para hallar el trabajo realizado por el ciclo, se analiza cada punto del diagrama P – V, donde se obtienen diferentes expresiones:

- a) Proceso 1 a 2; entrada de calor a temperatura constante T_H .

$$w_{1-2} = \int_{v_1}^{v_2} P * dv = \int_{v_1}^{v_2} \frac{R * T_H}{v} dv$$

$$w_{1-2} = R * T_H * \ln\left(\frac{v_{m\acute{a}x}}{v_{m\acute{i}n}}\right)$$

- b) Proceso de 2 a 3; acumulación de calor de regeneración a volumen constante.

$$w_{2-3} = \int_{v_2}^{v_3} P * dv = 0$$

- c) Proceso 3 a 4; salida de calor a temperatura constante T_L .

$$w_{3-4} = \int_{v_3}^{v_4} P * dv = \int_{v_3}^{v_4} \frac{R * T_L}{v} dv$$

$$w_{3-4} = R * T_L * \ln\left(\frac{v_{m\acute{i}n}}{v_{m\acute{a}x}}\right)$$

- d) Proceso de 4 a 1; regeneración a volumen constante.

$$w_{4-1} = \int_{v_4}^{v_1} P * dv = 0$$

La suma de los trabajos en cada proceso es el trabajo neto del motor:

$$w_{NETO} = R * (T_H - T_L) * \ln\left(\frac{v_{m\acute{a}x}}{v_{m\acute{i}n}}\right) \quad \text{Ec. 1.1}$$

1.1.2. CALOR SUMINISTRADO AL CICLO

Para hallar el trabajo realizado por el ciclo, se analiza cada punto del diagrama P – V, donde se obtienen diferentes expresiones:

- a) Proceso 1 a 2; entrada de calor a temperatura constante T_H .

$$dq = du + P * dv$$

$$q_{1-2} = \int_{T_1}^{T_2} C_v * dT + \int_{v_1}^{v_2} P * dv$$

$$q_{1-2} = w_{1-2} = R * T_H * \ln\left(\frac{v_{m\acute{a}x}}{v_{m\acute{i}n}}\right)$$

b) Proceso de 2 a 3; acumulaci3n de calor de regeneraci3n a volumen constante.

$$dq = du + P * dv$$

$$q_{2-3} = \int_{T_2}^{T_3} C_v * dT = C_v * (T_L - T_H)$$

c) Proceso 3 a 4; salida de calor a temperatura constante T_L .

$$dq = du + P * dv$$

$$q_{3-4} = \int_{T_3}^{T_4} C_v * dT + \int_{v_3}^{v_4} P * dv$$

$$q_{3-4} = w_{3-4} = R * T_L * \ln\left(\frac{v_{m\acute{i}n}}{v_{m\acute{a}x}}\right)$$

d) Proceso de 4 a 1; regeneraci3n a volumen constante.

$$q_{4-1} = \int_{T_4}^{T_1} C_v * dT = C_v * (T_H - T_L)$$

El calor total que entra al sistema es de esta forma el del proceso 1-2:

$$q_{entra} = R * T_H * \ln\left(\frac{v_{m\acute{a}x}}{v_{m\acute{i}n}}\right) \quad \text{Ec. 1.2}$$

1.1.3. EFICIENCIA T3RMICA DEL CICLO

La eficiencia del ciclo es la relaci3n entre el trabajo neto y el calor suministrado:

$$\eta = \frac{W_{neto}}{Q_{entrada}} \quad \text{Ec. 1.3}$$

$$\eta = \frac{R * (T_H - T_L) * \ln\left(\frac{v_{m\acute{a}x}}{v_{m\acute{i}n}}\right)}{R * T_H * \ln\left(\frac{v_{m\acute{a}x}}{v_{m\acute{i}n}}\right)}$$

De esta manera se obtiene la eficiencia teórica:

$$\eta = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad \text{Ec. 1.4}$$

1.2. TIPOS DE MOTORES STIRLING.

Desde la invención del motor Stirling en 1816, por el reverendo escocés Robert Stirling, este ha ido evolucionando gracias a la versatilidad de las fuentes de energía utilizables para su funcionamiento, como: la energía solar, todo tipo de combustible, uso de biomasa, energía geotérmica, entre otras.

Además este es capaz de alcanzar un rendimiento muy cercano al máximo teórico conocido como rendimiento de Carnot, por lo que, en lo que a rendimiento de motores térmicos se refiere, es la mejor opción.

Por esta razón los fabricantes de motores Stirling han probado diferentes arreglos para este motor dando lugar a la aparición de nuevos modelos. Tres niveles de clasificación e identificación serán utilizados en el presente trabajo, y son:

- a) Por el modo de operación.
- b) Por la forma del acoplamiento del cilindro.
- c) Por la forma del acoplamiento del pistón.

1.2.1. POR EL MODO DE OPERACIÓN

Existen seis descripciones las cuales podrían ser usadas para identificar el modo de operación del motor Stirling.¹

¹ READER, Graham; HOOPER, Charles; Stirling Engines; pág 162.

1.2.1.1. Simple Efecto.

El motor de simple efecto es aquel motor en el cual existe una sola cámara para efectuar el ciclo de trabajo. El pistón en un motor de simple efecto trabaja como desplazador o como pistón de potencia, no puede realizar las dos funciones al mismo tiempo; esto se observa en la figura 1.3. Dentro de este tipo de motores se puede configurar diferentes tipos de arreglos, por ejemplo se puede acoplar cilindros horizontalmente, verticalmente opuestos, paralelos y en forma de V. Estos tipos de acoplamientos son tratados con mayor detalle en las secciones 1.2.2. y 1.2.3.

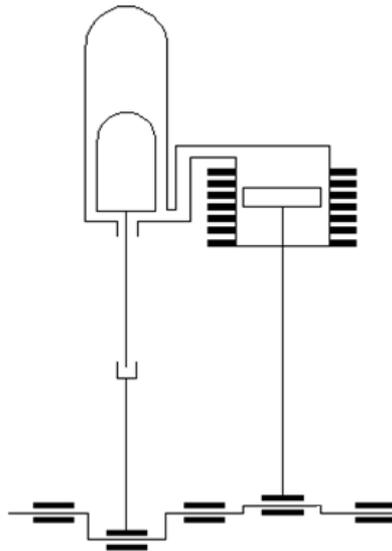


Figura 1.3.- Motor Stirling de simple efecto.

1.2.1.2. Doble Efecto.

De la interconexión de varias unidades de simple efecto se puede obtener una configuración de doble efecto como la mostrada en la figura 1.4.

Un motor de doble efecto coordina el trabajo de la parte superior e inferior del pistón de manera que la parte superior puede trabajar como pistón de potencia mientras

que la parte inferior trabaja como desplazador o viceversa. Cuando el pistón se mueve hacia su punto superior transporta el fluido hacia la siguiente cámara al tiempo que recibe el fluido de la cámara anterior. Este tipo de motores puede trabajar al mismo tiempo en más de un ciclo gracias al cigüeñal que coordina la acción de cada pistón. Por ejemplo, la configuración Rider de cuatro cilindros de la figura 1.4. coordina los siguientes ciclos:

1. 1h – 2c.
2. 2h – 3c.
3. 3h – 4c.
4. 4h – 1c

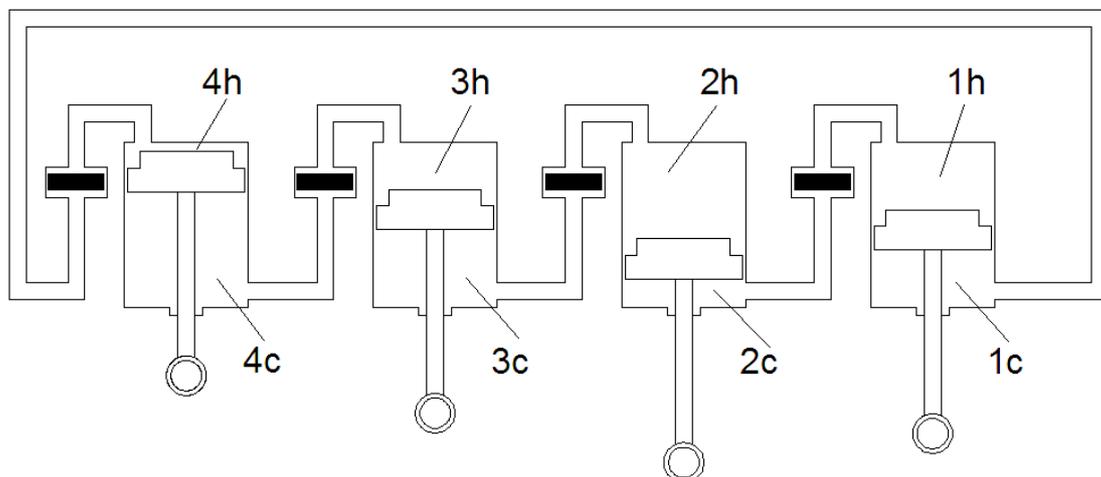


Figura 1.4.- Configuración Rider en base al principio de doble efecto. ²

1.2.1.3. De una fase.

La terminología fase simple o de múltiple fase se refieren a la condición del fluido de trabajo. Este tipo de motores son los más comunes ya que utilizan solamente un fluido gaseoso para su funcionamiento.

² READER, G; Stirling Engines; pág. 19.

1.2.1.4. Multi – fase.

El desarrollo de motores Stirling tipo Fluidyne basados en una columna de agua en lugar de un pistón de potencia ha permitido el obtener motores que aprovechan el cambio de fase del líquido para alcanzar mayores presiones. En el motor Fluidyne húmedo se evapora una considerable masa de líquido en la zona caliente incrementando las variaciones de presión muy por encima de lo que se obtiene con un motor seco que utiliza solamente gas como fluido de trabajo. De esta manera en un motor multi – fase se puede obtener una relación de potencia por unidad de masa mayor que la que se obtiene con un modo de operación seco; no obstante, se requiere una cantidad mayor de calor para evaporar el fluido lo que implica una menor eficiencia.

1.2.1.5. Resonante.

El desarrollo de motores de pistón libre ha hecho necesario introducir esta clasificación. Un motor resonante trabaja a una frecuencia igual a la de resonancia del sistema de vibración del pistón libre.

1.2.1.6. No resonante.

Un motor no resonante trabaja en una frecuencia diferente a la de resonancia del sistema.

1.2.2. POR LA FORMA DEL ACOPLAMIENTO DEL CILINDRO

1.2.2.1. Motor tipo alfa

Este motor utiliza un cilindro frío y un cilindro caliente que se encuentran separados. En cada cilindro existe un pistón sellado, se elimina la necesidad de utilizar un desplazador ya que esta función la ejecutan los pistones. La regeneración de calor

se da gracias a una conexión entre los dos cilindros en donde se almacena y se cede calor. Generalmente los pistones tienen un desfase de 90° y se conectan desde el mismo punto del cigüeñal como se muestra en la figura 1.5.

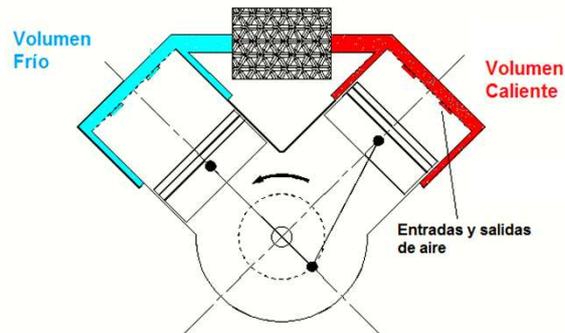


Figura 1.5.- Configuración alfa de pistones gemelos.

1.2.2.2. Motor tipo beta.

Este motor utiliza un único cilindro en el que se encuentran el pistón de potencia y un desplazador. El objetivo del desplazador es diferenciar las zonas fría y caliente y hacer pasar el aire desde la zona caliente a la zona fría o viceversa a través del regenerador. El desfase de 90° entre el pistón y el desplazador se logra gracias a un acoplamiento especial en el cigüeñal como el mostrado en la figura 1.6.

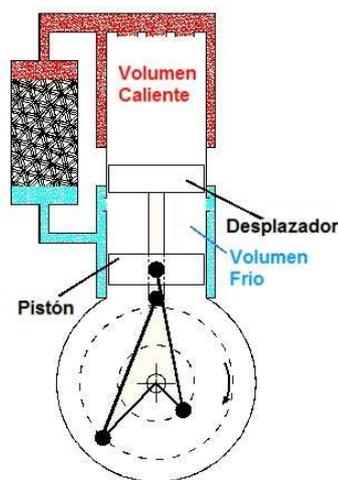


Figura 1.6.- Configuración beta.

1.2.2.3. Motor tipo gamma.

Este motor conjuga características del motor tipo alfa y del tipo beta; tiene dos cilindros interconectados. En un cilindro se encuentra el pistón de potencia y en el otro el desplazador, mismo que hace pasar al aire entre las dos zonas a través del regenerador. El desfase entre el desplazador y el regenerador se puede conseguir mediante un mecanismo adecuado como se ve en la figura 1.7.

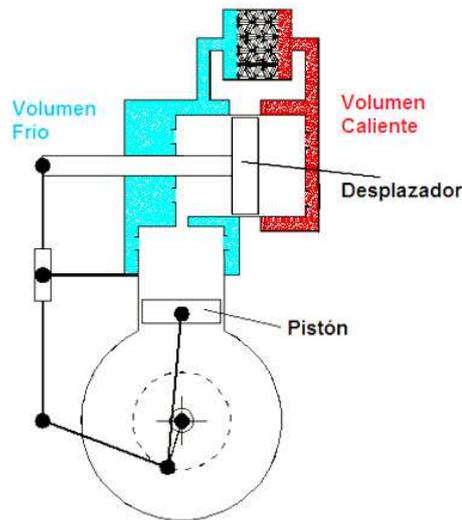


Figura 1.7.- Configuración gamma.

1.2.3. POR LA FORMA DEL ACOPLAMIENTO DEL PISTÓN.

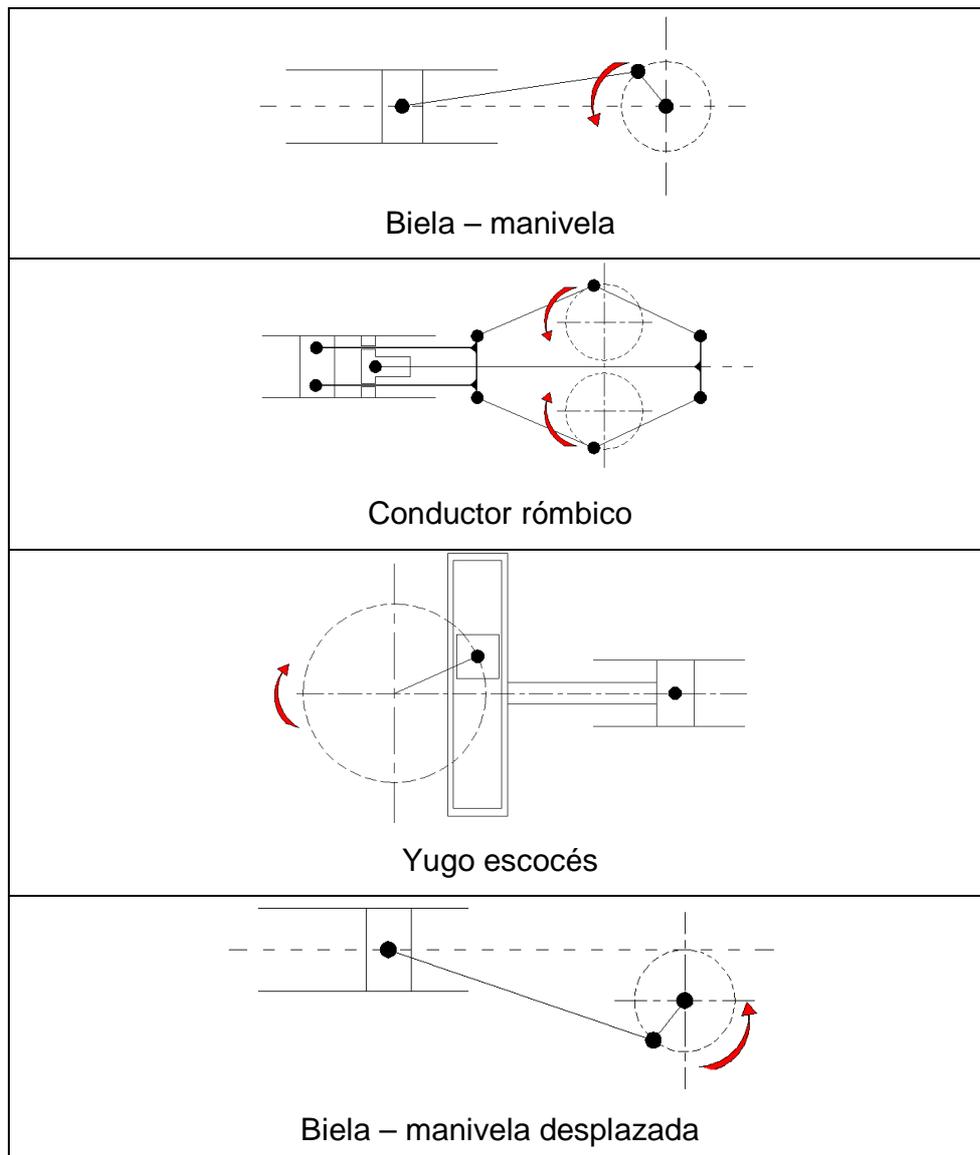
Tres formas básicas del acoplamiento del pistón son usadas para construir nuevas configuraciones de motor Stirling:

- a) Acoplamiento rígido.
- b) Acoplamiento mediante un gas.
- c) Acoplamiento mediante un líquido.

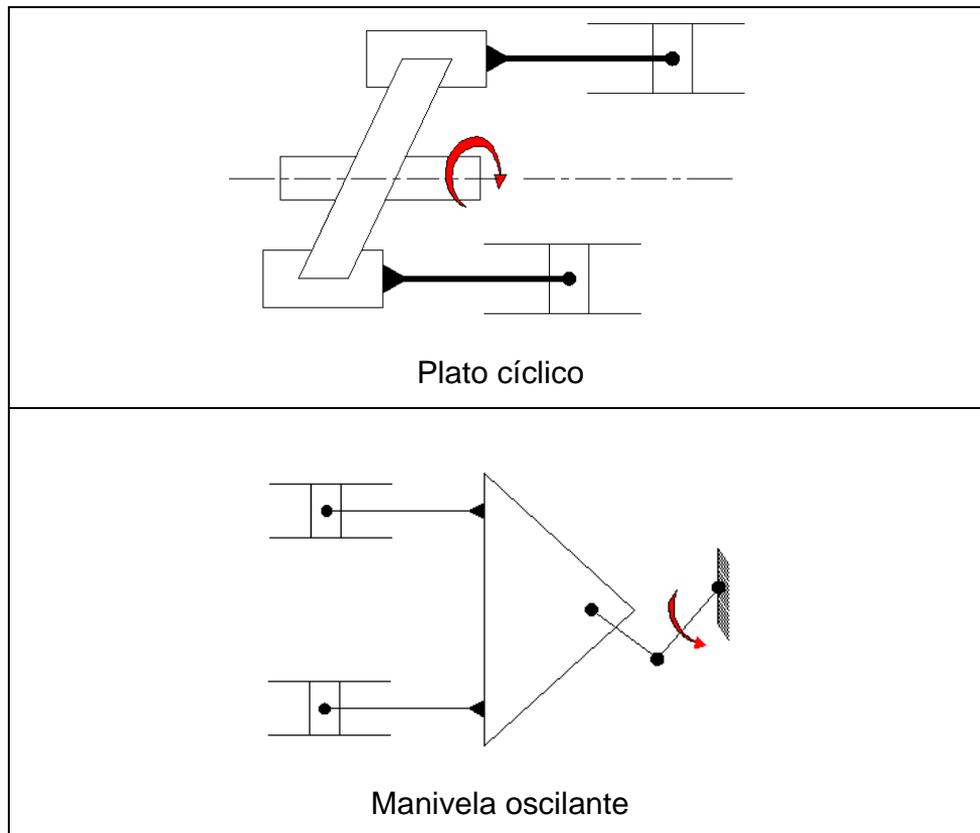
1.2.3.1. Acoplamiento rígido.

El acople rígido se refiere al mecanismo que se utiliza para ligar la acción del trabajo del sistema con el requerido desplazamiento o variación de volumen. En la tabla 1.1. se muestran algunas configuraciones de acople rígido.

Tabla 1.1 Tipo de acoplamiento rígido. ³



³ Ilustraciones realizadas en base a los Esquemas de: READER, G; Stirling Engines; pág. 21.



1.2.3.2. Acoplamiento mediante un gas.

En estas máquinas los pistones son acoplados mediante un gas que produce un efecto dinámico antes que con un enlace mecánico. Los ejemplos típicos son: pistón libre, desplazador libre y cilindro libre.

1.2.3.3. Acoplamiento mediante un líquido.

Dentro de esta clasificación solo se puede nombrar al motor Stirling tipo Fluidyne, cuya definición está dada en el numeral 1.2.1.4.

1.3. PARÁMETROS QUE AFECTAN AL FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR STIRLING.

La definición de un ciclo Stirling ideal se consigue asumiendo lo siguiente:

1. Que los procesos son internamente reversibles.
2. Que los procesos de transferencia de calor son completos.
3. Que la efectividad del regenerar es completa, 100%.
4. Que no existe pérdida alguna de presión.
5. Que el desarrollo del ciclo se da exactamente como lo indica el ciclo, y,
6. Que todo el fluido de trabajo interviene en cada proceso, y que no hay volúmenes muertos.

Al momento de construir el motor Stirling y ponerlo en funcionamiento, no se cumplen a cabalidad las condiciones mencionadas lo que produce evidentes reducciones en la eficiencia del motor. A continuación se analizan los parámetros que afectan al funcionamiento del motor Stirling.

1.3.1. EFECTO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CALENTAMIENTO Y ENFRIAMIENTO.

La resistencia térmica de las paredes del cilindro así como del mismo fluido de trabajo no permite en la realidad una transferencia de calor completa para asegurar que todo el gas se encuentre a la misma temperatura.

El área 1 – 2 – 3 – 4 de la figura 1.8., representa el ciclo teórico ideal. La transferencia incompleta en la zona caliente produce una menor temperatura de calentamiento y por lo tanto una reducción de presión y de trabajo como se observa en el proceso 1'– 2'. De igual manera la transferencia de calor incompleta en el lado frío causa un incremento en la temperatura de enfriamiento, por lo que se requiere un mayor trabajo para comprimir al fluido de trabajo tal como se observa el proceso 3'– 4'. Como resultado se obtiene un menor trabajo neto representado en la figura por el

ciclo 1'– 2'– 3'– 4'. La desviación de las condiciones ideales es más evidente en la zona caliente que en la zona fría como se observa en la figura 1.8.

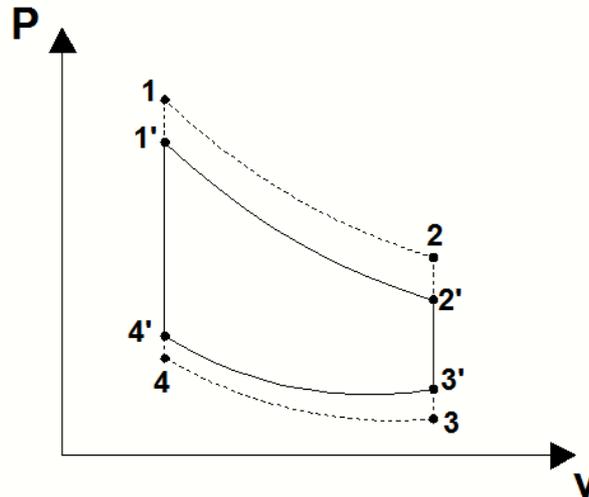


Figura 1.8. Efectos de la transferencia imperfecta de calor.

La solución más común a este fenómeno es utilizar grandes áreas de transferencia de calor mediante calentadores y/o enfriadores tubulares; sin embargo, esto tampoco asegura alcanzar la condición ideal de transferencia de calor isotérmica.

1.3.2. EFECTO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL REGENERADOR

El objetivo del regenerador es captar energía calórica del gas caliente para enfriarlo, y posteriormente entregar esa misma cantidad de calor al gas frío en su calentamiento.

El regenerador debe regular la temperatura del fluido de trabajo de manera que el gas frío entre a la zona fría con la temperatura más baja que sea posible; y el gas caliente entre a la zona caliente con la temperatura más alta que sea posible.

Si la temperatura del gas que llega a la zona caliente es menor que la temperatura máxima T_H , entonces se tendrá una presión menor que la que se alcanza en el ciclo

ideal lo cual se representa en el punto 1' la figura 1.9.. De la misma manera, si la temperatura del gas en la zona fría es mayor que la temperatura mínima T_L , entonces se tendrá una presión mayor de la que se debería alcanzar representada por el punto 3'.

Para compensar el efecto de pérdida de presión y alcanzar la temperatura de trabajo máxima T_H , es necesario un flujo de calor extra en el tramo 1 – 1', lo que se traduce en una menor eficiencia del ciclo.

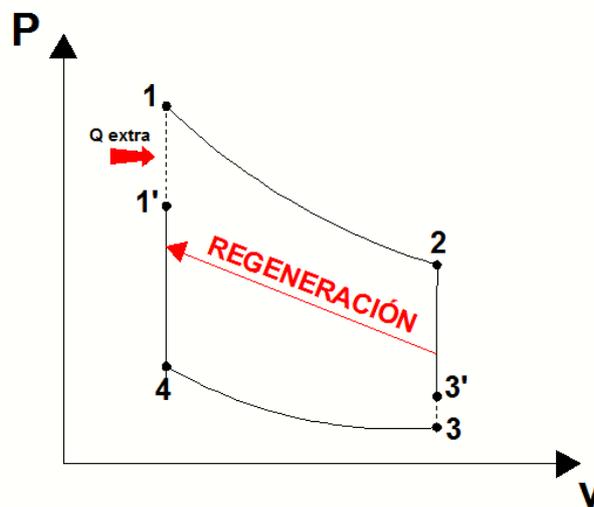


Figura 1.9. Efectos de la ineficiencia del regenerador.

La efectividad del regenerador puede definirse de la siguiente manera:

$$\varepsilon = \frac{T_{1'} - T_L}{T_H - T_L} \quad \text{Ec. 1.5}$$

La eficiencia es nuevamente la relación entre el trabajo neto y el calor entregado al ciclo.

$$\eta_\varepsilon = \frac{W_x}{Q_{ent}} \quad \text{Ec. 1.6}$$

Y el trabajo neto es:

$$W_X = W_{12} + W_{34}$$

$$W_X = \int_1^2 P \cdot dV + \int_3^4 P \cdot dV$$

$$W_X = m \cdot R \cdot T_1 \cdot \int_1^2 \frac{dV}{V} + m \cdot R \cdot T_3 \cdot \int_3^4 \frac{dV}{V} = m \cdot R \cdot T_H \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) + m \cdot R \cdot T_L \cdot \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right)$$

$$W_X = m \cdot R \cdot (T_H - T_L) \cdot \ln\left(\frac{V_{m\acute{a}x}}{V_{m\acute{i}n}}\right)$$

Se conoce que: $R = C_P - C_V$, y que: $k = C_P / C_V$.

Reemplazando también lo siguiente:

$$r_V = \frac{V_{m\acute{a}x}}{V_{m\acute{i}n}};$$

$$\zeta = \frac{T_L}{T_H}$$

Se tiene:

$$W_X = m \cdot C_V \cdot T_H \cdot (k - 1) \cdot (1 - \zeta) \cdot \ln(r_V). \quad \text{Ec. 1.7}$$

El calor que debe recibir el sistema es:

$$Q_{entra} = Q_{12} + Q_{1'1} \quad \text{Ec. 1.8}$$

El calor que debe recibir durante el proceso isocórico está dado por la expresión:

$$Q_{1'1} = m \cdot C_V \cdot (T_H - T_{1'})$$

Esto sumado al calor recibido en el proceso isotérmico da como resultado:

$$Q_{entra} = m \cdot C_V \cdot (T_H - T_{1'}) + m \cdot R \cdot T_H \cdot \ln(r_V)$$

Al aplicar las equivalencias antes especificadas, se simplifica a:

$$Q_{entra} = m \cdot C_V \cdot T_H \cdot [(1 - \varepsilon) \cdot (1 - \zeta) + (k - 1) \cdot \ln(r_V)]. \quad \text{Ec. 1.9}$$

Al reemplazar las ecuaciones 1.4 y 1.6 en la ecuación 1.2. Se obtiene:

$$\eta_{\varepsilon} = \frac{(k-1) \cdot (1-\zeta) \cdot \ln(r_v)}{[(1-\varepsilon) \cdot (1-\zeta) + (k-1) \cdot \ln(r_v)]} \quad \text{Ec. 1.10}$$

Este planteamiento matemático indica en que forma la efectividad baja del regenerador afecta a la eficiencia global.

1.3.3. EFECTO DE FUGAS DE FLUIDO DE TRABAJO

Uno de los requerimientos esenciales para alcanzar las más altas eficiencias en un motor Stirling es la estanqueidad de la cámara de trabajo. En realidad, es difícil mantener esta condición lo que se refleja en la reducción de la eficiencia del motor. Cuando el fluido de trabajo alcanza la máxima temperatura después del calentamiento, se tiende a perder masa y presión en el sistema de manera que se genera una menor cantidad de trabajo como se observa en el proceso $1' - 2'$ de la figura 1.10. Por otro lado, al final del proceso de enfriamiento se tiene un ingreso de gas y un incremento de presión por lo que se hace necesario un mayor trabajo para comprimir el fluido tal como se observa en el proceso $3' - 4'$.

Como resultado se obtiene un menor trabajo neto representado en la figura por el ciclo $1' - 2' - 3' - 4'$, mismo que difiere del ciclo teórico $1 - 2 - 3 - 4$.

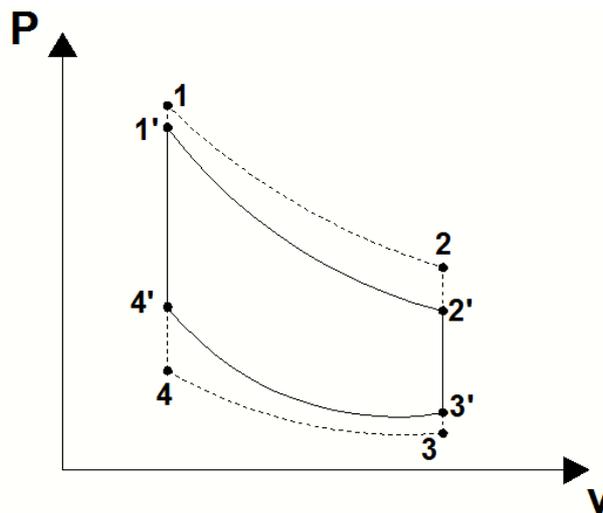


Figura 1.10. Efectos de fugas del fluido de trabajo.

1.3.4. EFECTO DE LOS ESPACIOS MUERTOS

Dentro de un motor Stirling, se deben minimizar los espacios muertos. Estos ocasionan una reducción en el trabajo de salida del motor por las pérdidas de presión que ocurren a causa de los volúmenes que no se ocupan.

Dentro del ciclo ideal se asume que el aire frío y caliente ocupan todo el espacio destinado a ellos; pero, en la realidad esto no se puede lograr. En la fase caliente del ciclo, parte de aire frío estará en el lado caliente, lo que ocasionará una pérdida de presión global. Se debe reducir al mínimo los espacios muertos en el lado caliente, en el lado frío y en el regenerador porque estos representan una masa que no genera sino más bien consume trabajo.

1.3.5. EFECTO DEL MOVIMIENTO DEL PISTÓN

Los aspectos analizados, han sido termodinámicos, y se ha considerado que el movimiento del pistón es discreto; sin embargo, esta condición es meramente teórica y no se cumple en la práctica. La figura 1.11. indica que en un ciclo real el área del diagrama $P - V$ se reduce debido al movimiento del pistón. Los volúmenes mínimo y máximo se indican en los puntos a y b respectivamente, y las zonas caliente y fría se encuentran alrededor de los puntos c y d respectivamente.

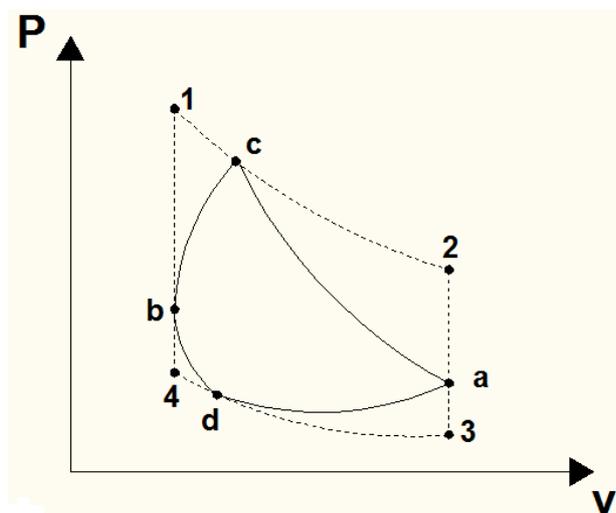


Figura 1.11. Efectos del movimiento continuo del pistón.

La forma del diagrama $P - V$ cambiará según el mecanismo adoptado en la generación de trabajo del motor Stirling, según se indica en la figura 1.11.

1.3.6. EFECTOS COMBINADOS

Cuando se combinan los efectos mencionados anteriormente, se tiene una desviación del caso ideal, lo que implica una reducción considerable en el trabajo neto del ciclo, mismo que está representado por el área sombreada de la figura 1.12.

En un motor real los efectos explicados se encuentran interrelacionados aunque no de una forma armónica. Por ejemplo: si se aumenta la tasa de transferencia de calor, entonces es posible incluir menores espacios muertos y operar a mayores velocidades; pero, esto incrementaría las pérdidas por fricción.

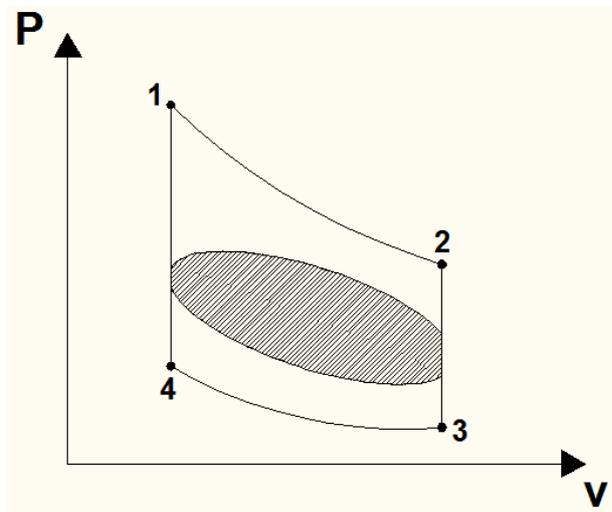


Figura 1.12. Efectos de desviaciones de la operación del ciclo ideal.

1.4. ANÁLISIS MATEMÁTICO CONSIDERANDO LOS ESPACIOS MUERTOS, EL MOVIMIENTO DEL PISTÓN Y LA EFICIENCIA DEL REGENERADOR.

Como se explicó en las secciones 1.2.4. y 1.2.5., los espacios muertos y el movimiento circular uniforme del cigüeñal afectan al trabajo que genera el motor. A continuación se explica el planteamiento matemático que permite obtener una aproximación real al funcionamiento del motor.

1.4.1. ANÁLISIS MATEMÁTICO CONSIDERANDO EL EFECTO DE LOS ESPACIOS MUERTOS.

Se parte de la consideración de que la temperatura en el volumen caliente es siempre constante e igual a T_H , y que la temperatura en el volumen frío es también constante e igual a T_L . Se asume que el volumen del regenerador tiene una temperatura T_R que puede ser aproximada como el promedio entre la temperatura del foco caliente y la del foco frío; de manera que:

$$T_R = \frac{(T_H + T_L)}{2}$$

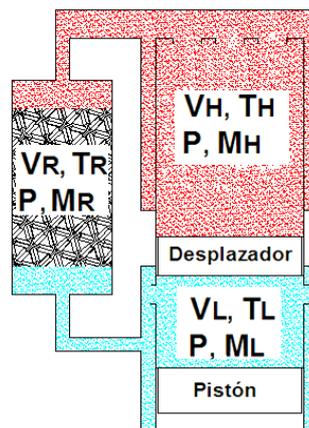


Figura 1.13. Motor con 3 zonas: volumen caliente, volumen frío y volumen de regenerador.

Es necesario comprender que el motor contiene en cada instante un volumen que se encuentra a la temperatura máxima T_H , otro a temperatura mínima T_L y otro más a temperatura intermedia T_R , tal como se ilustra en la figura 1.13. La presión es la misma en cada uno de los volúmenes y a la vez a la presión global del motor.

Tanto en la zona caliente como en la zona fría existe un volumen que no se utiliza dentro del ciclo, el cual se denomina volumen muerto. El volumen de fluido de trabajo que se encuentra a alta temperatura, V_H , es la suma del volumen útil y del volumen muerto en esta zona. De igual manera, en la zona fría la suma de su volumen muerto y el volumen útil en esta zona dan como resultado el volumen frío V_L .

La masa en el volumen caliente es:

$$m_H = \frac{P \cdot V_H}{R \cdot T_H} \quad \text{Ec. 1.11}$$

La masa en el volumen frío es:

$$m_L = \frac{P \cdot V_L}{R \cdot T_L} \quad \text{Ec. 1.12}$$

La masa en el volumen del regenerador es:

$$m_R = \frac{P \cdot V_R}{R \cdot T_R} \quad \text{Ec. 1.13}$$

La masa total en el motor es la suma de las masas contenidas en los diferentes volúmenes:

$$m = m_H + m_L + m_R \quad \text{Ec. 1.14}$$

Al reemplazar las ecuaciones 1.10, 1.11 y 1.12 en la ecuación 1.13 se tiene:

$$m = \frac{P \cdot V_H}{R \cdot T_H} + \frac{P \cdot V_L}{R \cdot T_L} + \frac{P \cdot V_R}{R \cdot T_R} \quad \text{Ec. 1.15}$$

De aquí se puede despejar la presión obteniéndose:

$$P = \frac{m \cdot R \cdot T_H \cdot T_L \cdot T_R}{V_H \cdot T_L \cdot T_R + V_L \cdot T_H \cdot T_R + V_R \cdot T_H \cdot T_L} \quad \text{Ec. 1.16}$$

Esta presión es importante porque permite conocer los límites de presión en los que trabajará el motor y porque permite encontrar el trabajo generado en el ciclo mediante la fórmula:

$$W_{neto} = \sum_{\text{ciclo}} \left(\lim_{\Delta V \rightarrow 0} P \cdot \Delta V \right) \quad \text{Ec. 1.17}$$

Donde ΔV es la variación del volumen del motor en un lapso de tiempo extremadamente corto.

De igual manera, la temperatura global se puede calcular en base a la presión global encontrada en la ecuación 1.15:

$$T = \frac{P \cdot V}{m \cdot R} \quad \text{Ec. 1.18}$$

Para obtener el diagrama T vs S considerando el efecto de los espacios muertos, es necesario calcular la entropía en cada instante, S_t , con respecto a un estado específico inicial del fluido de trabajo en el que el volumen es V_0 y la temperatura T_0 . Para ello se utiliza la siguiente formulación:

$$S_t = m \cdot \left(C_v \cdot \ln \left(\frac{T_t}{T_0} \right) + R \cdot \ln \left(\frac{V_t}{V_0} \right) \right) \quad \text{Ec. 1.19}$$

1.4.2. ANÁLISIS MATEMÁTICO CONSIDERANDO EL EFECTO DEL MOVIMIENTO DEL PISTÓN.

Las características del movimiento del pistón dependen del tipo de mecanismo que rige el movimiento del pistón, su geometría y sus dimensiones. El movimiento del pistón, o de los pistones, influye sobre la forma en la que varía el volumen caliente y el volumen frío, y esto a su vez rige la variación en la presión del sistema.

Al tener un pistón acoplado a un mecanismo sencillo, tipo biela-manivela, como el mostrado en la figura 1.14; se obtiene una variación en el volumen de la cámara de

forma casi sinusoidal; sobre todo si tiene la biela una longitud grande con relación a la carrera del pistón.

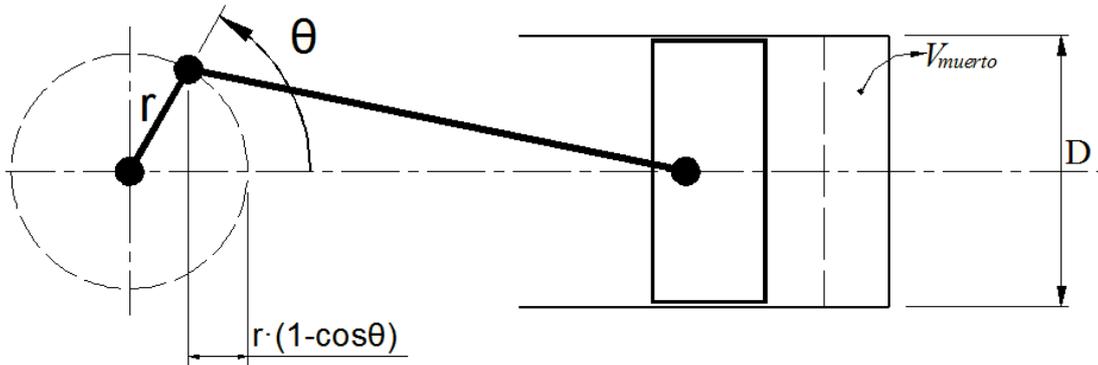


Figura 1.14. Pistón con mecanismo sencillo tipo biela-manivela.

El volumen en el interior de la cámara, representado en la figura 1.14, es igual al volumen muerto más el volumen interior, que depende del ángulo θ de giro del cigüeñal, y está dado por la siguiente fórmula:

$$V = V_{muerto} + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot r \cdot (1 - \cos \theta) \quad \text{Ec. 1.20}$$

Dependiendo del tipo de motor se puede calcular la forma de variación volumen en cada zona; así mismo, la forma de variación de presión puede ser calculada en base a las ecuaciones 1.16 y 1.20.

Al realizar este análisis se comprueba que el resultado termodinámico del motor varía con respecto al ciclo ideal, debido precisamente a las características del movimiento del pistón. Esto se ilustra en la figura 1.15. en la que se compara las curvas P-V y T-S del ciclo ideal y de un ciclo afectado por el movimiento del pistón y un 10% de espacios muertos en la zona caliente y en la fría.

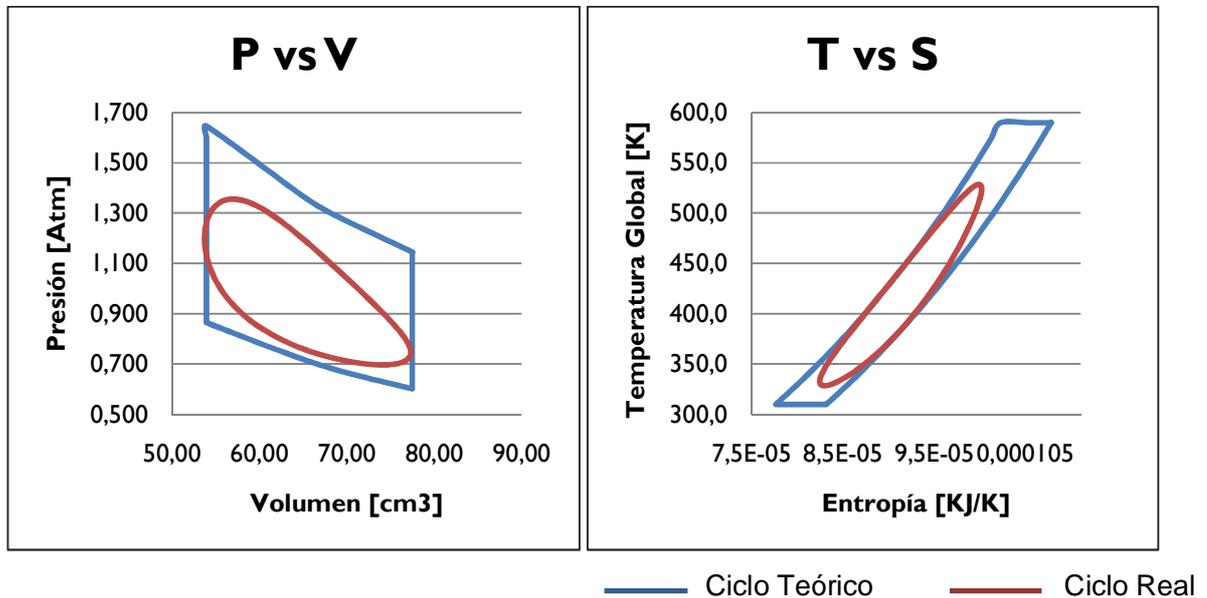


Figura 1.15. Curvas P–V y T–S de un ciclo Stirling teórico y uno real afectado por un volumen muerto del 10% en la zona caliente y en la zona fría.

1.4.3. ANÁLISIS MATEMÁTICO CONSIDERANDO LA EFICIENCIA DEL REGENERADOR.

En un ciclo Stirling se tiene básicamente dos tipos de procesos de transferencia de calor: uno a temperatura constante y uno a volumen constante.

En el proceso a temperatura constante se transfiere el calor entre el ciclo y la fuente; mientras que en el proceso a volumen constante el calor se transfiere hacia o desde el regenerador.

Al analizar el ciclo Stirling en el que se considera los efectos del movimiento del pistón y de los espacios muertos (figura 1.15.); se puede aproximar que en cada intervalo pequeño de tiempo existe a la vez transferencia de calor a temperatura constante y a volumen constante como se muestra en la figura 1.16.

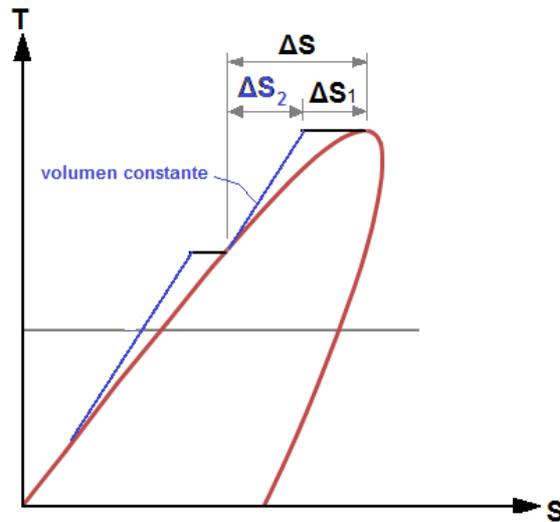


Figura 1.16. Porción de un diagrama T vs S . Se observa la variación de entropía (ΔS) dada por la suma de la variación de entropía a temperatura constante (ΔS_1) y la variación de entropía a volumen constante (ΔS_2).

El calor entregado al ciclo en un intervalo pequeño se puede analizar en base a la siguiente fórmula:

$$dQ = T \cdot dS = dU + P \cdot dV .$$

Si se considera que cada un intervalo de tiempo es lo suficientemente pequeño, esta fórmula es equivalente a:

$$\Delta Q = T \cdot \Delta S = C_v \cdot \Delta T + P \cdot \Delta V$$

En un proceso a temperatura constante se tendrá:

$$\Delta Q_1 = T \cdot \Delta S_1$$

$$\Delta Q_1 = P \cdot \Delta V$$

$$\Delta S_1 = \frac{P \cdot \Delta V}{T}$$

$$\Delta S_1 = \frac{M \cdot R \cdot \Delta V}{V}$$

Además, en un proceso a volumen constante se tendrá que:

$$\Delta Q_2 = T \cdot \Delta S_2 = \Delta U$$

$$\Delta Q_2 = m \cdot C_v \Delta T$$

$$\Delta S_2 = \frac{m \cdot C_v \cdot \Delta T}{T}$$

El calor que recibe o entrega el regenerador en un instante dado será el calor que se transfiere en un proceso a volumen constante. Se debe tomar en cuenta que un regenerador real no tiene una efectividad del 100%, por lo que no puede manejar la totalidad de calor en el proceso a volumen constante, de manera que parte de este calor debe ser complementado por las fuentes externas. Esto se explica con mayor detalle en la sección 1.3.2, en donde también se define la efectividad del regenerador en la ecuación 1.5.

Finalmente, el calor que recibe el regenerador será la suma de todas las porciones de calor aportados al ciclo en proceso de volumen constante, multiplicados por la efectividad del regenerador. Obteniéndose:

$$Q_{regen} = \varepsilon * \left(\sum_{ciclo} \lim_{\Delta T \rightarrow 0^+} (m \cdot C_v \cdot \Delta T) \right) \quad \text{Ec. 1.21}$$

El calor que debe ser entregado por la fuente externa a alta temperatura será igual a la suma de todas las porciones de calor en proceso a temperatura constante más el calor que no alcanza a manejar el regenerador.

$$Q_{entrada} = \left(\sum_{ciclo} \lim_{\Delta V \rightarrow 0^+} (P \cdot \Delta V) \right) + (1 - \varepsilon) * \left(\sum_{ciclo} \lim_{\Delta T \rightarrow 0^+} (m \cdot C_v \cdot \Delta T) \right) \quad \text{Ec. 1.22}$$

La eficiencia global del ciclo se encuentra al dividir el trabajo neto calculado con la ecuación 1.17. sobre el calor total de entrada calculado con la ecuación 1.22.

$$\eta = \frac{W_{neto}}{Q_{entrada}}$$

El trabajo generado tiene una equivalencia en torque promedio; muchas veces es el torque promedio el que permite estimar el funcionamiento del motor. Se plantea entonces que el torque promedio está dado por el producto entre una fuerza promedio y el radio de aplicación de la fuerza:

$$\overline{Torque} = \overline{F} \cdot r$$

El trabajo se puede expresar como el producto entre la fuerza promedio y la distancia recorrida en un ciclo; es decir, la fuerza por el perímetro en el que es aplicada, de la siguiente forma:

$$W_{neto} = \overline{F} \cdot (2 \cdot \pi \cdot r)$$

Al combinar estas dos ecuaciones se tiene que es posible calcular el trabajo neto en función del torque promedio y viceversa, usando la ecuación 1.23:

$$W_{neto} = \overline{Torque} \cdot (2 \cdot \pi) \quad \text{Ec. 1.23}$$

1.4.4. SIMULACIÓN MATEMÁTICA DEL FUNCIONAMIENTO REAL DE MOTORES STIRLING TIPO ALFA, BETA Y GAMMA.

Para entender de mejor manera la formulación matemática proporcionada en las secciones 1.4.1., 1.4.2. y 1.4.3., se simulará el funcionamiento de motores tipo Alfa, Beta y Gamma con ciertos parámetros de diseño, donde se podrá apreciar de mejor manera como cada uno de los efectos anteriormente analizados influye sustancialmente en factores importantes en el funcionamiento de un motor Stirling.

1.4.4.1. Motor Alfa.

Tabla 1.2 Tabla de datos.

Diámetro del pistón Caliente	ϕ_{p-H}	37	mm
Carrera pistón caliente	L_{c-H}	24	mm
Diámetro del pistón Frío	ϕ_{p-L}	37	mm
Carrera del pistón Frío	L_{c-L}	24	mm
Volumen muerto (Hot)	V_{mH}	9,21	cm ³
Volumen muerto (Cold)	V_{mL}	9,21	cm ³
Volumen muerto (Regenerador)	V_{Reg}	24,5	cm ³
Temperatura Hot	T_H	300	°C
Temperatura Cold	T_L	28	°C
Constante del Gas	R	0,2870	KJ/Kg*K
Cv del Gas	Cv	0,7200	KJ/Kg*K
Eficiencia del regenerador	ϵ	75%	
Masa	M	0,00004033	kg

Tabla 1.3.- Tabla de resultados, utilizando variaciones del ángulo de cigüeñal de treinta grados:*

Ángulo de giro del cigüeñal (θ) [°]	Volumen total VT [cm ³]	Volumen caliente . VH [cm ³]	Volumen frío. VL [cm ³]	Volumen en el regenerador VReg [cm ³]	Presión P [KPa]	$\Delta W = P \cdot \Delta V$ [KJ]	T. global [K]	ΔS_{isot} [KJ/K]	ΔS_{reg} [KJ/K]	ΔQ_{regen} [KJ]	ΔQ_{isot} [KJ]
0	81,63	22,1	35,0	24,5	54,9	0,00E+00	386,9	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00
30	73,45	15,7	33,3	24,5	59,7	-8,97E-05	378,6	-2,368E-07	-7,937E-08	-3,009E-05	-8,978E-05
60	64,00	10,9	28,6	24,5	68,1	-1,05E-04	376,4	-2,777E-07	1,337E-08	5,030E-06	-1,045E-04
90	55,82	9,2	22,1	24,5	79,5	-9,21E-05	383,4	-2,408E-07	1,482E-07	5,666E-05	-9,209E-05
120	51,10	10,9	15,7	24,5	91,0	-4,32E-05	401,8	-1,079E-07	2,743E-07	1,097E-04	-4,316E-05
150	51,10	15,7	10,9	24,5	96,7	3,32E-05	426,8	7,831E-08	2,818E-07	1,197E-04	3,326E-05
180	55,82	22,1	9,2	24,5	92,4	1,00E-04	445,7	2,252E-07	1,447E-07	6,432E-05	1,001E-04
210	64,00	28,6	10,9	24,5	81,4	1,251E-04	449,9	2,779E-07	-1,983E-08	-8,927E-06	1,251E-04
240	73,45	33,3	15,7	24,5	69,6	1,096E-04	442,0	2,475E-07	-1,240E-07	-5,490E-05	1,096E-04
270	81,63	35,0	22,1	24,5	60,7	7,199E-05	428,2	1,676E-07	-1,675E-07	-7,193E-05	7,198E-05
300	86,35	33,3	28,6	24,5	55,4	2,666E-05	413,1	6,434E-08	-1,753E-07	-7,262E-05	2,666E-05
330	86,35	28,6	33,3	24,5	53,5	-1,843E-05	398,8	-4,609E-08	-1,629E-07	-6,517E-05	-1,844E-05
360	81,63	22,1	35,0	24,5	54,9	-5,875E-05	386,9	-1,515E-07	-1,335E-07	-5,176E-05	-5,875E-05

* La tabla completa tomando en cuenta variaciones de ángulo de 5°, se puede observar en el anexo 1.

Ecuaciones Utilizadas.

Para el desarrollo de la tabla 1.2 se utilizan las siguientes fórmulas:

$$V_{c.H} = \pi \cdot \left(\frac{\Phi_{p-H}}{2} \right)^2 \cdot L_{c-H} \times 10^{-9} \text{ [m}^3\text{]}$$

$$V_{c.L} = \pi \cdot \left(\frac{\Phi_{p-L}}{2} \right)^2 \cdot L_{c-L} \times 10^{-9} \text{ [m}^3\text{]}$$

Segunda columna: volumen total V_T

$$V_{T(\theta)} = V_{H(\theta)} + V_{L(\theta)} + V_{Reg} \text{ [cm}^3\text{]}$$

Tercera columna: volumen caliente V_H . Según método sección 1.4.2.

$$V_{H(\theta)} = \frac{V_{c.H}}{2} \cdot (1 - \sin \theta) \times 10^6 + V_{mH} \text{ [cm}^3\text{]}$$

Cuarta columna: volumen frío V_L . Según método sección 1.4.2.

$$V_{L(\theta)} = \frac{V_{c.L}}{2} \cdot (1 + \cos \theta) \times 10^6 + V_{mL} \text{ [cm}^3\text{]}$$

Sexta columna: Presión P . Según ecuación 1.16.

$$P_{(\theta)} = \frac{M \cdot R \cdot (T_H + 273) \cdot (T_L + 273) \cdot (T_R + 273) \times 10^6}{V_{H(\theta)} \cdot (T_L + 273) \cdot (T_R + 273) + V_{L(\theta)} \cdot (T_H + 273) \cdot (T_R + 273) + V_{R(\theta)} \cdot (T_H + 273) \cdot (T_L + 273)} \text{ [KPa]}$$

Séptima columna: Trabajo ΔW .

$$\Delta W_{(\theta)} = \frac{(P_{(\theta)} + P_{(\theta-30^\circ)})}{2} \cdot \frac{(V_{T(\theta)} - V_{T(\theta-30^\circ)})}{10^6} \text{ [KJ]}$$

Octava columna: Temperatura global. T .

$$T_{(\theta)} = \frac{P_{(\theta)} \cdot V_{T(\theta)}}{R \cdot M \cdot 1 \times 10^6} \text{ [K]}$$

Novena columna: Entropía isotérmica. ΔS_{isot} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta S_{isot(\theta)} = \frac{M \cdot R \cdot (V_{T(\theta)} - V_{T(\theta-30^\circ)})}{0,5 \cdot (V_{T(\theta)} + V_{T(\theta-30^\circ)})} \left[\frac{KJ}{K} \right]$$

Décima columna: Entropía isocórica o de regeneración. ΔS_{reg} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta S_{isot(\theta)} = \frac{M \cdot C_v \cdot (T_{(\theta)} - T_{(\theta-30^\circ)})}{0,5 \cdot (T_{(\theta)} + T_{(\theta-30^\circ)})} \left[\frac{KJ}{K} \right]$$

Décima primera columna: Calor isocórico o de regeneración. ΔQ_{reg} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta Q_{reg(\theta)} = \frac{\Delta S_{reg(\theta)} \cdot (T_{(\theta)} + T_{(\theta-30^\circ)})}{2} [KJ]$$

Décima segunda columna: Calor isotérmico. ΔQ_{isot} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta Q_{isot(\theta)} = \frac{\Delta S_{isot(\theta)} \cdot (T_{(\theta)} + T_{(\theta-30^\circ)})}{2} [KJ]$$

Tabla 1.4.- Resultados termodinámicos en base a las ecuaciones de la sección 1.4.

Presión máxima [KPa]	96,668
Presión mínima [KPa]	53,463
Presión media [Kpa]	71,942
Temperatura máxima [K]	450,2
Temperatura mínima [K]	376,2
Relación de presión.	1,808
Volumen máxima cm3	86,97
Volumen mínima cm3	50,48
Relación de Volumen.	1,723
Trabajo [J]	0,360
Calor que ingresa [KJ]	3,310
Calor regenerado [KJ]	1,612
Eficiencia	10,87%

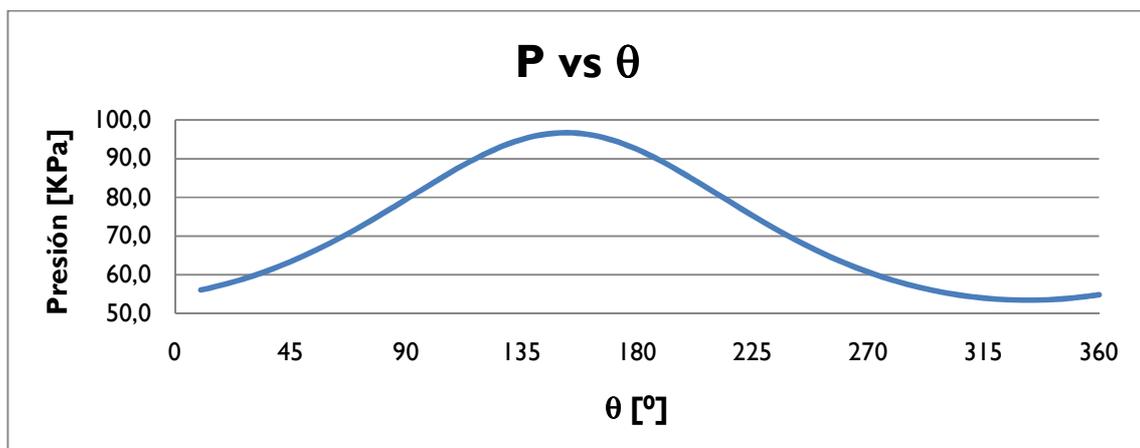
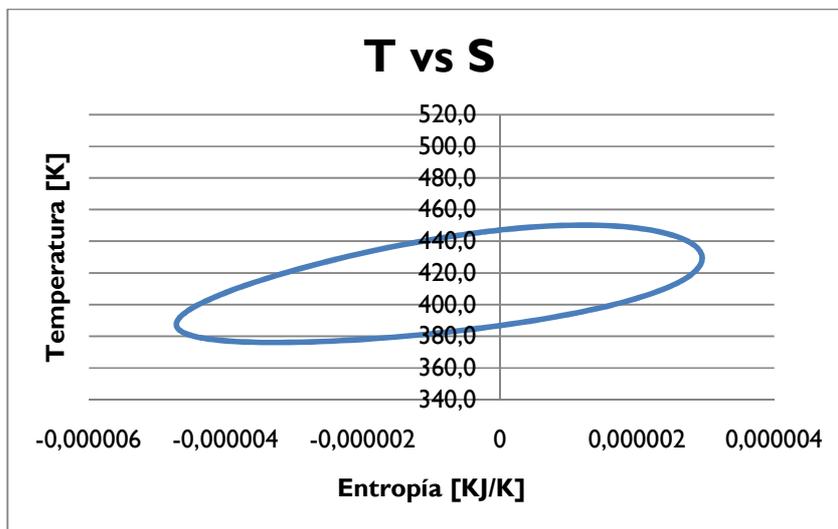
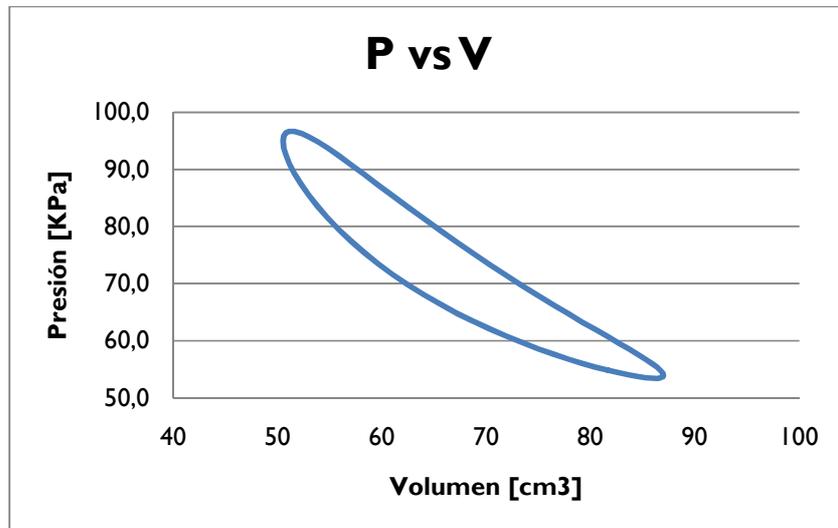


Figura 1.17. Gráficas P-V, T-S y P- θ para el motor tipo Alfa.

1.4.4.2. Motor Beta.

Tabla 1.5 Tabla de datos.

Diámetro del pistón	ϕ_{p-H}	38	mm
Carrera pistón	L_{c-H}	19	mm
Diámetro del desplazador	ϕ_{p-L}	35	mm
Carrera del desplazador	L_{c-L}	33	mm
Volumen muerto (Hot)	V_{mH}	8	cm ³
Volumen muerto (Cold)	V_{mL}	8	cm ³
Volumen muerto (Regenerador)	V_{Reg}	17	cm ³
Temperatura Hot	T_H	300	°C
Temperatura Cold	T_L	28	°C
Constante del Gas	R	0,2870	KJ/Kg*K
Cv del Gas	Cv	0,7200	KJ/Kg*K
Eficiencia del regenerador	ϵ	60%	
Masa	M	0,00004199	kg
Distancia entre el punto medio del desplazador y del pistón		20,00000000	mm

Tabla 1.6 - Tabla de resultados, utilizando variaciones del ángulo de cigüeñal de treinta grados:*

Ángulo de giro del cigüeñal (θ) [°]	Volumen total VT [cm ³]	Volumen caliente . VH [cm ³]	Volumen frío. VL [cm ³]	Volumen en el regenerador VReg [cm ³]	Presión P [KPa]	$\Delta W = P \cdot \Delta V$ [KJ]	T. global [K]	ΔS_{isot} [KJ/K]	ΔS_{reg} [KJ/K]	ΔQ_{regen} [KJ]	ΔQ_{isot} [KJ]
0	68,7	39,7	12,0	17,0	81,405		464,2				
30	74,1	37,6	19,5	17,0	71,186	6,003E-05	437,7	1,363E-07	-3,403E-07	-1,498E-04	6,002E-05
60	78,0	31,8	29,2	17,0	62,912	3,207E-05	407,5	7,823E-08	-3,644E-07	-1,494E-04	3,207E-05
90	79,5	23,9	38,6	17,0	57,697	2,379E-06	380,6	6,217E-09	-3,218E-07	-1,231E-04	2,379E-06
120	78,0	15,9	45,1	17,0	55,640	-2,418E-05	360,4	-6,683E-08	-2,369E-07	-8,570E-05	-2,418E-05
150	74,1	10,1	47,0	17,0	56,671	-4,477E-05	348,5	-1,282E-07	-1,148E-07	-4,009E-05	-4,477E-05
180	68,7	8,0	43,7	17,0	60,831	-5,669E-05	346,9	-1,636E-07	4,773E-08	1,654E-05	-5,669E-05
185	67,8	8,1	42,7	17,0	68,140	-5,622E-05	358,1	-1,576E-07	2,437E-07	8,691E-05	-5,621E-05
210	63,3	10,1	36,2	17,0	77,954	-3,893E-05	384,2	-1,020E-07	4,246E-07	1,620E-04	-3,893E-05
240	59,4	15,9	26,5	17,0	87,785	-3,569E-06	422,1	-8,524E-09	4,849E-07	2,030E-04	-3,569E-06
270	57,9	23,9	17,1	17,0	93,018	4,029E-05	458,4	8,839E-08	3,371E-07	1,537E-04	4,029E-05
300	59,4	31,8	10,6	17,0	90,274	7,196E-05	474,4	1,518E-07	4,831E-08	2,290E-05	7,196E-05
330	63,3	37,6	8,7	17,0	81,405	7,724E-05	464,2	1,658E-07	-2,081E-07	-9,692E-05	7,723E-05
360	68,7	39,7	12,0	17,0	68,140	-5,622E-05	358,1	-1,576E-07	2,437E-07	8,691E-05	-5,621E-05

* La tabla completa tomando en cuenta variaciones de ángulo de 5°, se puede observar en el anexo 1.

Ecuaciones Utilizadas.

Para el desarrollo de la tabla 1.5 se utilizan las siguientes fórmulas:

$$V_{pistón} = \pi \cdot \left(\frac{\phi_p}{2}\right)^2 \cdot L_c \cdot 10^{-9} \text{ [m}^3\text{]}$$

$$V_{Despl} = \pi \cdot \left(\frac{\phi_D}{2}\right)^2 \cdot L_D \cdot 10^{-9} \text{ [m}^3\text{]}$$

Segunda columna: volumen total V_T

$$V_{T(\theta)} = V_{H(\theta)} + V_{L(\theta)} + V_{Reg} \text{ [cm}^3\text{]}$$

Tercera columna: volumen caliente V_H . Según método sección 1.4.2.

$$V_{H(\theta)} = \frac{V_{Despl}}{2} \cdot (1 + \cos \theta) \cdot 10^6 + V_{mH} \text{ [cm}^3\text{]}$$

Cuarta columna: volumen frío V_L . Según método sección 1.4.2

$$V_{L(\theta)} = \left(\frac{V_{Despl}}{2} \cdot (1 - \cos \theta) + \frac{V_{pistón}}{2} \cdot (1 + \sin \theta) + \frac{(2 \cdot D - L_c - L_D)}{2 \cdot 10^{-3}} \cdot \pi \cdot \left(\frac{\phi_p}{2}\right)^2 \right) \cdot 10^6 \\ + V_{mL} \text{ [cm}^3\text{]}$$

Sexta columna: Presión P . Según ecuación 1.16

$$P_{(\theta)} \\ = \frac{M \cdot R \cdot (T_H + 273) \cdot (T_L + 273) \cdot (T_R + 273) \cdot 10^6}{V_{H(\theta)} \cdot (T_L + 273) \cdot (T_R + 273) + V_{L(\theta)} \cdot (T_H + 273) \cdot (T_R + 273) + V_{R(\theta)} \cdot (T_H + 273) \cdot (T_L + 273)} \text{ [KPa]}$$

Séptima columna: Trabajo ΔW .

$$\Delta W_{(\theta)} = \frac{(P_{(\theta)} + P_{(\theta-30^\circ)})}{2} \cdot \frac{(V_{T(\theta)} - V_{T(\theta-30^\circ)})}{10^6} \text{ [KJ]}$$

Octava columna: Temperatura global. T .

$$T_{(\theta)} = \frac{P_{(\theta)} \cdot V_{T(\theta)}}{R \cdot M \cdot 1 \cdot 10^6} \text{ [K]}$$

Novena columna: Entropía isotérmica. ΔS_{isot} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta S_{isot(\theta)} = \frac{M \cdot R \cdot (V_{T(\theta)} - V_{T(\theta-30^\circ)})}{0,5 \cdot (V_{T(\theta)} + V_{T(\theta-30^\circ)})} \left[\frac{KJ}{K} \right]$$

Décima columna: Entropía isocórica o de regeneración. ΔS_{reg} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta S_{isot(\theta)} = \frac{M \cdot C_v \cdot (T_{(\theta)} - T_{(\theta-30^\circ)})}{0,5 \cdot (T_{(\theta)} + T_{(\theta-30^\circ)})} \left[\frac{KJ}{K} \right]$$

Décima primera columna: Calor isocórico o de regeneración. ΔQ_{reg} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta Q_{reg(\theta)} = \frac{\Delta S_{reg(\theta)} \cdot (T_{(\theta)} + T_{(\theta-30^\circ)})}{2} [KJ]$$

Décima segunda columna: Calor isotérmico. ΔQ_{isot} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta Q_{isot(\theta)} = \frac{\Delta S_{isot(\theta)} \cdot (T_{(\theta)} + T_{(\theta-30^\circ)})}{2} [KJ]$$

Tabla 1.7.- Resultados termodinámicos en base a las ecuaciones de la sección 1.4.

Presión máxima [KPa]	93,136
Presión mínima [KPa]	55,598
Presión media [Kpa]	71,937
Temperatura máxima [K]	474,4
Temperatura mínima [K]	346,1
Relación de presión.	1,675
Volumen máxima cm3	79,49
Volumen mínima cm3	57,95
Relación de volumen.	1,37
Trabajo [KJ]	0,000358
Calor que ingresa [KJ]	0,003275
Calor regenerado [KJ]	0,002327
Eficiencia	10,92%

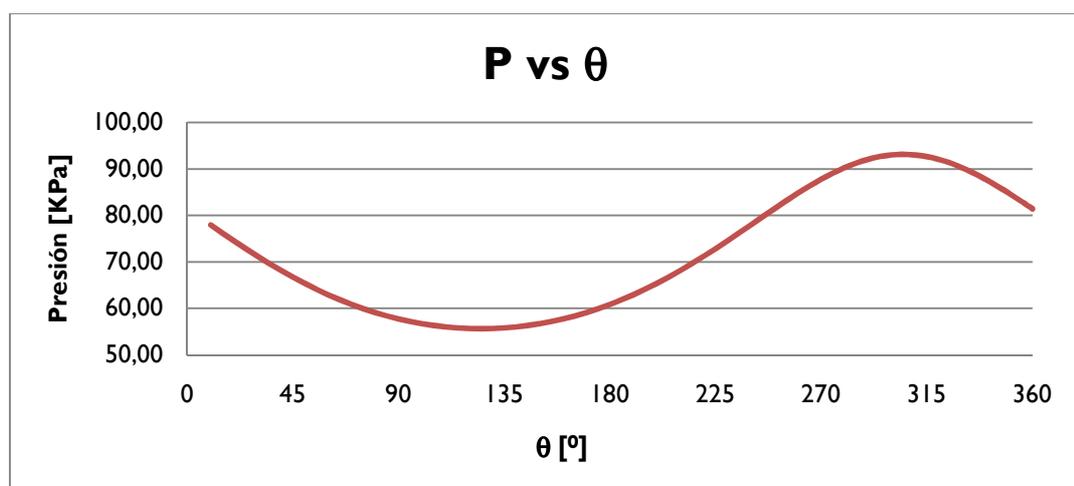
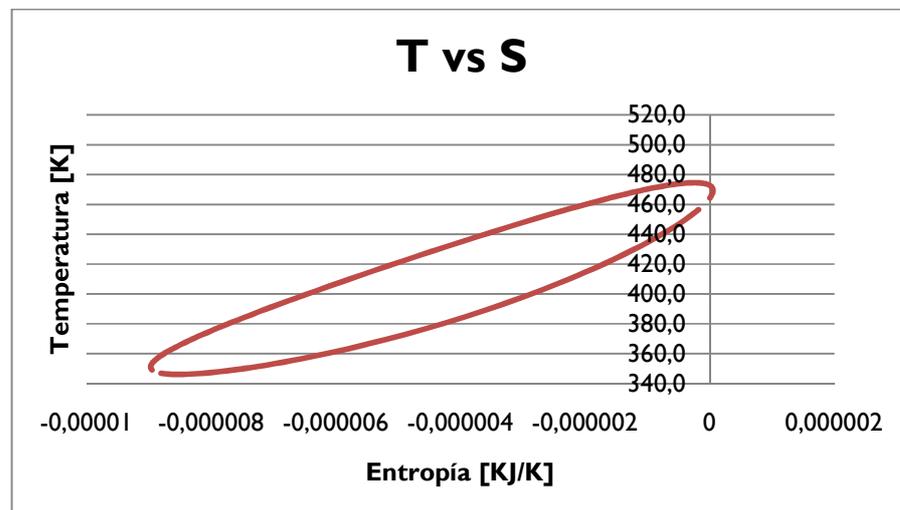
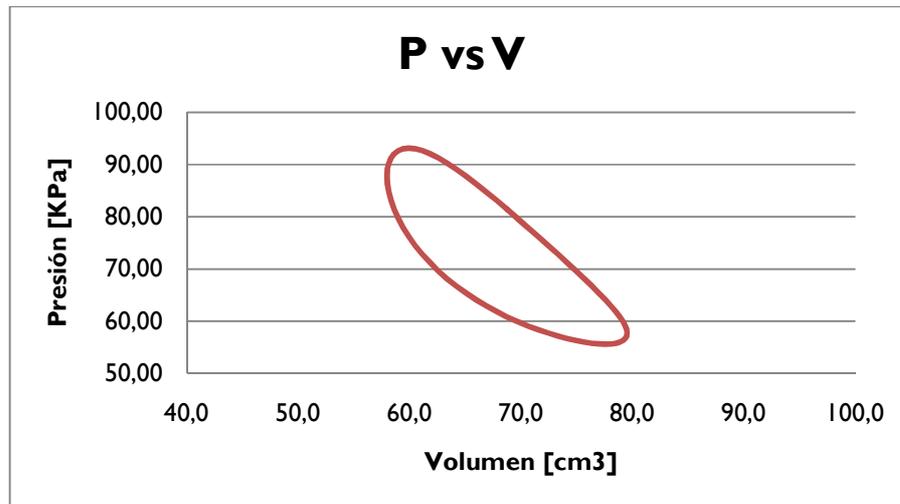


Figura 1.18. Gráficas P-V, T-S y P- θ para el motor tipo Beta.

1.4.4.3. Motor Gamma.

Tabla 1.8.- Tabla de datos:

Diámetro del pistón de potencia	ϕ_p	30	mm
Carrera del pistón de potencia	L_c	30	mm
Diámetro del desplazador	ϕ_D	57	mm
Carrera del desplazador	L_D	38	mm
Volumen muerto (Hot)	V_{mH}	10	cm ³
Volumen muerto (Cold)	V_{mL}	10	cm ³
Volumen muerto (Regenerador)	V_{Reg}	80	cm ³
Temperatura Hot	T_H	300	°C
Temperatura Cold	T_L	28	°C
Constante del Gas	R	0,2870	KJ/Kg*K
Cv del Gas	Cv	0,7200	KJ/Kg*K
Eficiencia del regenerador	ϵ	60%	
Masa	M	0,00012725	kg

Tabla 1.9.- Tabla de resultados, utilizando variaciones del ángulo de cigüeñal de treinta grados:*

Ángulo de giro del cigüeñal (θ) [°]	Volumen total VT [cm ³]	Volumen caliente VH [cm ³]	Volumen frío. VL [cm ³]	Volumen en el regenerador VReg [cm ³]	Presión P [KPa]	$\Delta W = P \cdot \Delta V$ [KJ]	T. global [K]	ΔS_{isot} [KJ/K]	ΔS_{reg} [KJ/K]	ΔQ_{regen} [KJ]	ΔQ_{isot} [KJ]
0	207,6	107,0	20,6	80,0	83,3		473,7				
30	212,9	100,5	32,4	80,0	78,4	6,470E-05	456,8	1,410E-07	-7,947E-07	-3,646E-04	6,470E-05
60	216,8	82,7	54,0	80,0	72,0	3,607E-05	427,6	8,383E-08	-1,114E-06	-4,794E-04	3,607E-05
90	218,2	58,5	79,7	80,0	66,4	2,696E-06	396,8	6,754E-09	-1,123E-06	-4,482E-04	2,696E-06
120	216,8	34,2	102,5	80,0	62,6	-2,684E-05	371,5	-7,189E-08	-8,894E-07	-3,321E-04	-2,684E-05
150	212,9	16,5	116,4	80,0	61,0	-4,764E-05	355,7	-1,336E-07	-4,872E-07	-1,737E-04	-4,764E-05
180	207,6	10,0	117,6	80,0	61,8	-5,696E-05	351,1	-1,622E-07	2,276E-08	7,990E-06	-5,696E-05
210	202,3	16,5	105,8	80,0	64,8	-5,293E-05	359,1	-1,478E-07	5,687E-07	2,036E-04	-5,293E-05
240	198,4	34,2	84,1	80,0	69,9	-3,451E-05	379,8	-9,138E-08	1,038E-06	3,921E-04	-3,451E-05
270	197,0	58,5	58,5	80,0	76,2	-3,052E-06	410,8	-7,480E-09	1,271E-06	5,187E-04	-3,052E-06
300	198,4	82,7	35,7	80,0	81,9	3,481E-05	444,9	7,871E-08	1,117E-06	4,939E-04	3,481E-05
330	202,3	100,5	21,8	80,0	84,8	6,605E-05	469,5	1,411E-07	5,648E-07	2,644E-04	6,605E-05
360	207,6	107,0	20,6	80,0	83,3	7,726E-05	473,7	1,630E-07	-1,741E-07	-8,256E-05	7,726E-05

* La tabla completa tomando en cuenta variaciones de ángulo de 5°, se puede observar en el anexo 1.

Ecuaciones Utilizadas.

Para el desarrollo de la tabla 1.8 se utilizan las siguientes fórmulas:

$$V_{pistón} = \pi \cdot \left(\frac{\phi_p}{2}\right)^2 \cdot L_c \cdot 10^{-9} \text{ [m}^3\text{]}$$

$$V_{Despl} = \pi \cdot \left(\frac{\phi_D}{2}\right)^2 \cdot L_D \cdot 10^{-9} \text{ [m}^3\text{]}$$

Segunda columna: volumen total V_T

$$V_{T(\theta)} = V_{H(\theta)} + V_{L(\theta)} + V_{Reg} \text{ [cm}^3\text{]}$$

Tercera columna: volumen caliente V_H . Según método sección 1.4.2.

$$V_{H(\theta)} = \frac{V_{Despl}}{2} \cdot (1 + \cos \theta) \cdot 10^6 + V_{mH} \text{ [cm}^3\text{]}$$

Cuarta columna: volumen frío V_L . Según método sección 1.4.2

$$V_{L(\theta)} = \left(\frac{V_{Despl}}{2} \cdot (1 - \cos \theta) + \frac{V_{pistón}}{2} \cdot (1 + \sin \theta) \right) \cdot 10^6 + V_{mL} \text{ [cm}^3\text{]}$$

Sexta columna: Presión P . Según ecuación 1.16

$$P_{(\theta)} = \frac{M \cdot R \cdot (T_H + 273) \cdot (T_L + 273) \cdot (T_R + 273) \cdot 10^6}{V_{H(\theta)} \cdot (T_L + 273) \cdot (T_R + 273) + V_{L(\theta)} \cdot (T_H + 273) \cdot (T_R + 273) + V_{R(\theta)} \cdot (T_H + 273) \cdot (T_L + 273)} \text{ [KPa]}$$

Séptima columna: Trabajo ΔW .

$$\Delta W_{(\theta)} = \frac{(P_{(\theta)} + P_{(\theta-30^\circ)})}{2} \cdot \frac{(V_{T(\theta)} - V_{T(\theta-30^\circ)})}{10^6} \text{ [KJ]}$$

Octava columna: Temperatura global. T .

$$T_{(\theta)} = \frac{P_{(\theta)} \cdot V_{T(\theta)}}{R \cdot M \cdot 1 \cdot 10^6} \text{ [K]}$$

Novena columna: Entropía isotérmica. ΔS_{isot} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta S_{isot(\theta)} = \frac{M \cdot R \cdot (V_{T(\theta)} - V_{T(\theta-30^\circ)})}{0,5 \cdot (V_{T(\theta)} + V_{T(\theta-30^\circ)})} \left[\frac{KJ}{K} \right]$$

Décima columna: Entropía isocórica o de regeneración. ΔS_{reg} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta S_{isot(\theta)} = \frac{M \cdot C_v \cdot (T_{(\theta)} - T_{(\theta-30^\circ)})}{0,5 \cdot (T_{(\theta)} + T_{(\theta-30^\circ)})} \left[\frac{KJ}{K} \right]$$

Décima primera columna: Calor isocórico o de regeneración. ΔQ_{reg} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta Q_{reg(\theta)} = \frac{\Delta S_{reg(\theta)} \cdot (T_{(\theta)} + T_{(\theta-30^\circ)})}{2} [KJ]$$

Décima segunda columna: Calor isotérmico. ΔQ_{isot} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta Q_{isot(\theta)} = \frac{\Delta S_{isot(\theta)} \cdot (T_{(\theta)} + T_{(\theta-30^\circ)})}{2} [KJ]$$

Tabla 1.10.- Resultados termodinámicos en base a las ecuaciones de la sección 1.4.

Presión máxima [KPa]	84,839
Presión mínima [KPa]	60,986
Presión media [Kpa]	71,948
Temperatura máxima [K]	474,9
Temperatura mínima [K]	351,1
Relación de presión.	1,39
Volumen máximo cm ³	218,17
Volumen mínimo cm ³	196,97
Relación de volumen.	1,11
Trabajo [KJ]	0,000358
Calor que ingresa [KJ]	0,006246
Calor regenerado [KJ]	0,006806
Eficiencia	5,73%

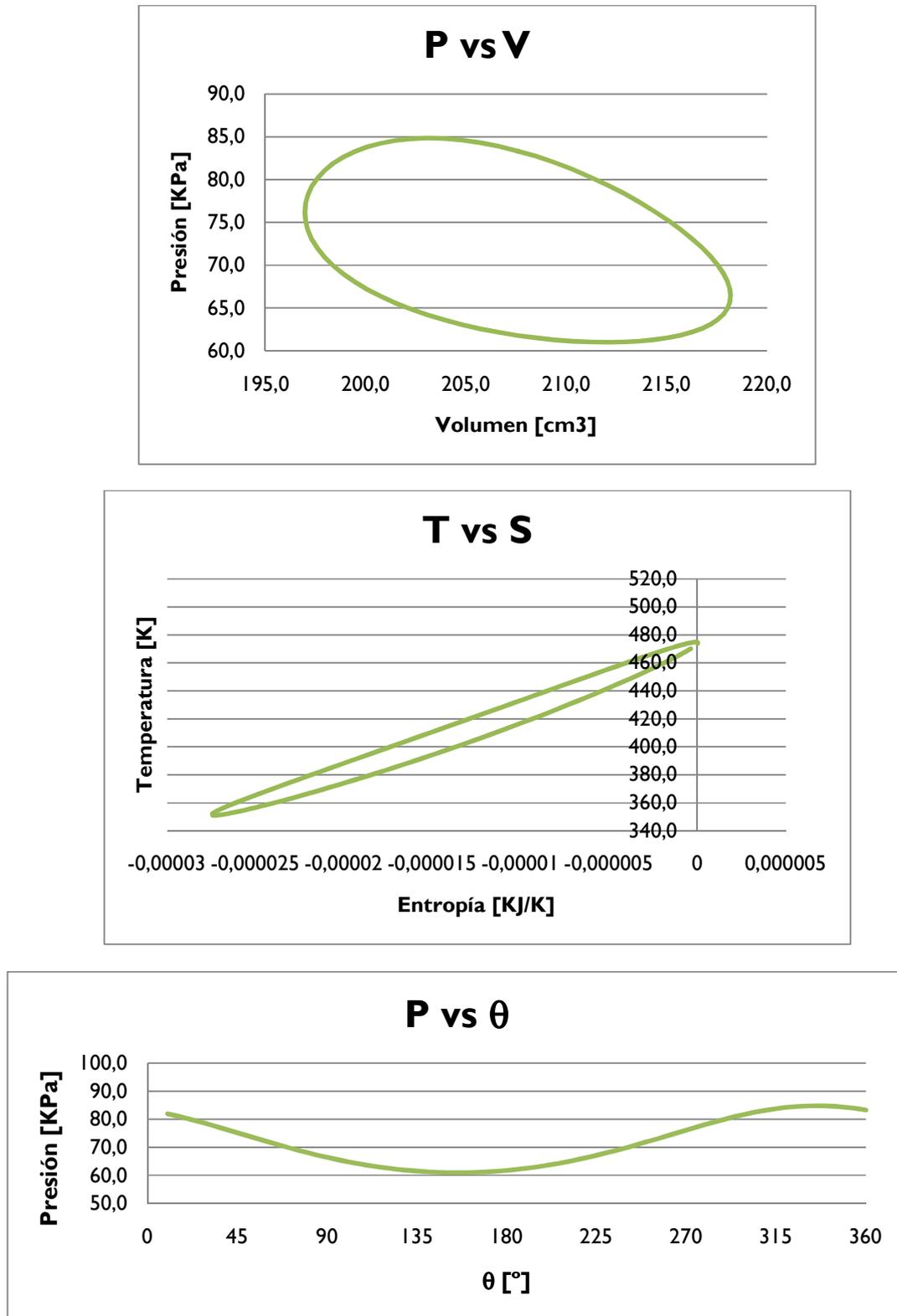


Figura 1.19. Gráficas P-V, T-S y P- θ para el motor tipo Gamma.

1.5. PRINCIPIOS DE RADIACIÓN SOLAR Y CONCENTRADORES PARABÓLICOS

1.5.1. ENERGÍA SOLAR

La energía solar es la energía obtenida mediante la captación de la luz y el calor emitidos por el Sol.



Figura 1.20. Concentradores parabólicos que recogen la energía solar en Almería, España.⁴

La radiación solar se define como el conjunto de radiaciones electromagnéticas emitidas por el Sol. El Sol se comporta prácticamente como un cuerpo negro y sigue la ley de Planck con una temperatura aproximada de 6000 K. La radiación solar se distribuye desde el infrarrojo hasta el ultravioleta. La magnitud que mide la radiación solar que llega a la Tierra es la irradiación, que mide la energía que, por unidad de tiempo y área, alcanza a la Tierra. Su unidad es el W/m^2 (vatio por metro cuadrado).

La radiación solar que alcanza la Tierra puede aprovecharse por medio del calor que produce a través de la absorción de la radiación, por ejemplo en dispositivos ópticos o de otro tipo. Esta es una energía renovable del grupo no contaminante, es energía limpia o energía verde. El único inconveniente es el reciclaje de los paneles fotovoltaicos, difíciles de reciclar hasta el día de hoy.

⁴Paraboloide con motor Stirling en la Planta Solar de Almería, España (CIEMAT), 2006.

La potencia de la radiación varía según el momento del día, condiciones atmosféricas que la amortiguan y latitud. En buenas condiciones de irradiación el valor es de aproximadamente 1000 W/m^2 en la superficie terrestre.

1.5.2. DISTRIBUCIÓN ESPECTRAL DE LA RADIACIÓN SOLAR.

Aplicando la Ley de Planck, tomando una temperatura superficial del sol de 6000 K , lleva a que el 99% de la radiación emitida está entre las longitudes de onda $0,15 \mu\text{m}$ (micrómetros o micras) y 4 micras . En Angstroms ($1 \text{ \AA} = 10^{-10}\text{m} = 10^{-4} \text{ micras}$), el Sol emite un rango de 1500 \AA hasta 40000 \AA . La luz visible va desde 4000 \AA a 7400 \AA . La radiación ultravioleta u ondas cortas va desde los 1500 \AA a los 4000 \AA y la radiación infrarroja u ondas largas desde las $0,74 \text{ micras}$ a 4 micras .

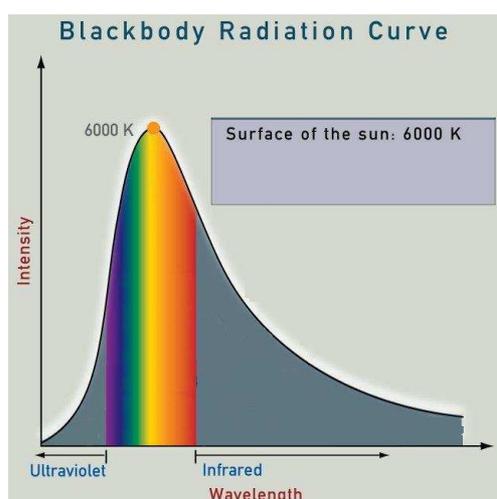


Figura 1.21. Distribución espectral de la radiación del Sol como cuerpo negro

1.5.3. DIRECCIÓN DE LA INCIDENCIA DE LA RADIACIÓN SOLAR

El estudio de la dirección con la cual incide la irradiación solar sobre los cuerpos situados en la superficie terrestre, es de especial importancia cuando se desea conocer su comportamiento al ser reflejada. La dirección en que el rayo salga reflejado dependerá de la incidencia.

Con tal fin se establece un modelo que distingue entre dos componentes de la irradiación incidente sobre un punto: la irradiación solar directa y la irradiación solar difusa.

- *Irradiación Solar Directa* es aquella que llega al cuerpo desde la dirección del Sol.
- *Irradiación Solar Difusa* es aquella cuya dirección ha sido modificada por diversas circunstancias (densidad atmosférica, partículas u objetos con los que choca, reemisiones de cuerpos, etc.). Por sus características esta luz se considera venida de todas direcciones.

La suma de ambas es *la irradiación total* incidente. La tasa de irradiación depende en cada instante del ángulo que forman la normal a la superficie en el punto considerado y la dirección de incidencia de los rayos solares. Por supuesto, dada la lejanía del Sol respecto de nuestro planeta, podemos suponer, con muy buena aproximación, que los rayos del Sol inciden esencialmente paralelos sobre el planeta. No obstante, en cada punto del mismo, localmente considerado, la inclinación de la superficie respecto a dichos rayos depende de la latitud y de la hora del día para una cierta localización en longitud. Dicha inclinación puede definirse a través del ángulo que forman el vector normal a la superficie en dicho punto y el vector paralelo a la dirección de incidencia de la radiación solar.

La irradiación directa normal (o perpendicular a los rayos solares) fuera de la atmósfera, recibe el nombre de constante solar y tiene un valor medio de 1354 W/m^2 (que corresponde a un valor máximo en el perihelio— punto más cercano de la órbita de un cuerpo celeste alrededor del sol- de 1395 W/m^2 y un valor mínimo en el afelio – punto más alejado de la órbita de un planeta alrededor del sol- de 1308 W/m^2).

1.5.4. ENERGÍA PROVENIENTE DEL SOL

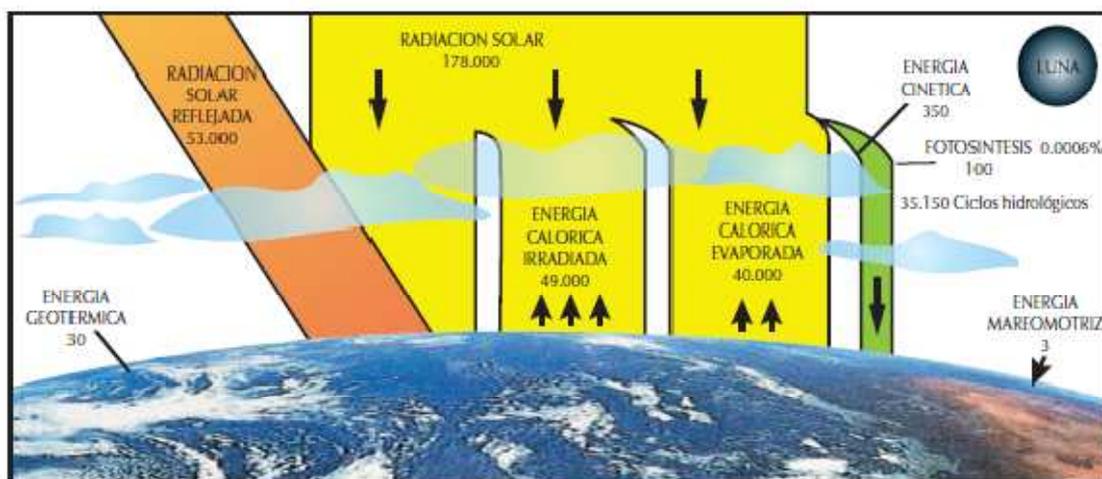


Figura 1.22. Aproximadamente la mitad de la energía proveniente del Sol alcanza la superficie terrestre.⁵

La Tierra recibe 174×10^{15} radiación solar entrante (insolación) desde la capa más alta de la atmósfera. Aproximadamente el 30% es reflejada de vuelta al espacio mientras que el resto es absorbida por las nubes, los océanos y las masas terrestres. El espectro electromagnético de la luz solar en la superficie terrestre está ocupado principalmente por luz visible y rangos de infrarrojos con una pequeña parte de radiación ultravioleta.

1.5.5. COLECTOR SOLAR

Un colector solar, es cualquier dispositivo diseñado para recoger la energía irradiada por el sol y convertirla en energía térmica. Los colectores se dividen en dos grandes grupos: los captadores de baja temperatura, utilizados fundamentalmente en sistemas domésticos de calefacción, y los colectores de alta temperatura, conformados mediante espejos, y utilizados generalmente para producir energía eléctrica.

⁵ CONELEC; Atlas Solar del Ecuador con Fines de Generación Eléctrica; pág. 4.

1.5.6. TIPOS DE COLECTORES SOLARES

Existen dos tipos de colectores solares: los que no concentran una imagen o estacionarios y los que concentran una imagen. Los primeros distribuyen la radiación dentro de un área de imagen plana; los segundos tienen una superficie que tienen una superficie reflectante cóncava y focaliza la radiación incidente en una pequeña área.

1.5.6.1. COLECTORES NO CONCENTRADORES

En esta categoría se pueden nombrar:

- a) Colectores Planos (FPC): en la figura 1.23 se muestra un colector solar plano. La radiación solar pasa a través del vidrio cobertor, esta energía es transferida directamente al líquido dentro de los tubos (comúnmente con agua) para luego ser almacenada y ocupada. Las zonas laterales y posteriores deben estar muy bien aisladas para reducir pérdidas por conducción.

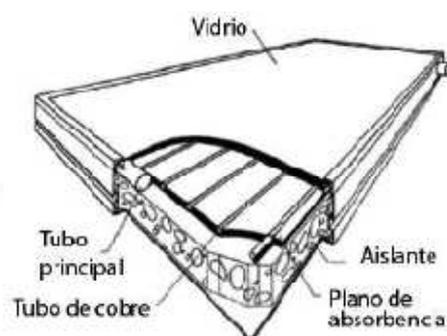


Figura 1.23. Colector plano⁶

- b) Colectores parabólicos compuestos: reflejan, al foco lineal, toda la radiación incidente que captan.

⁶ QUINTEROS, Jorge; Estudio Teórico y Experimental de Colector Solar Parabólico para Generación de Energía Eléctrica, pág. 12.

1.5.6.2. COLECTORES CONCENTRADORES

Este tipo de colectores presentan ciertas ventajas con respecto a los concentradores planos convencionales, donde se puede destacar:

- El fluido de trabajo llega a temperaturas mayores en un colector concentrador, tomando la misma superficie en ambos colectores.
- Ocupa superficies absorbentes selectivas para disminuir pérdidas, son económicamente viables.

También presentan desventajas comparativas:

- Solo utilizan radiación directa y no difusa.
- Es necesario un sistema de seguimiento solar con los colectores.
- El reflejante pierde sus propiedades con el tiempo y requiere mantenimiento periódico.

Los colectores de este grupo son:

- a) Colector cilindro parábola: Logran temperaturas de hasta 400°C con una buena eficiencia termodinámica. Se aplican en generación eléctrica, calentamiento de agua, entre otras. Su construcción puede ser realizada con materiales ligeros y baratos, lo cual disminuye el costo.

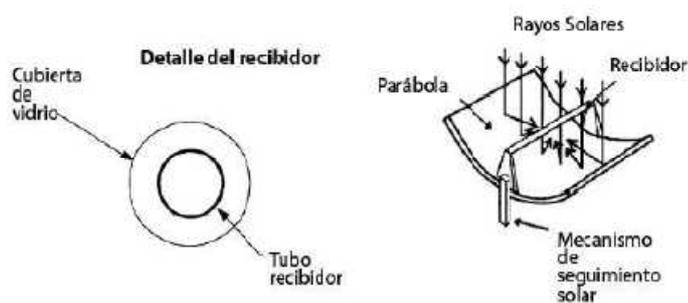


Figura 1.24. Colectores cilindro parabólicos⁷

⁷ QUINTEROS, Jorge; Estudio Teórico y Experimental de Colector Solar Parabólico para Generación de Energía Eléctrica, pág. 14.

- b) Disco parabólico: La figura 1.25 muestra un colector parabólico. Cuando este colector enfrenta al sol, la radiación incidente se concentra en su foco.

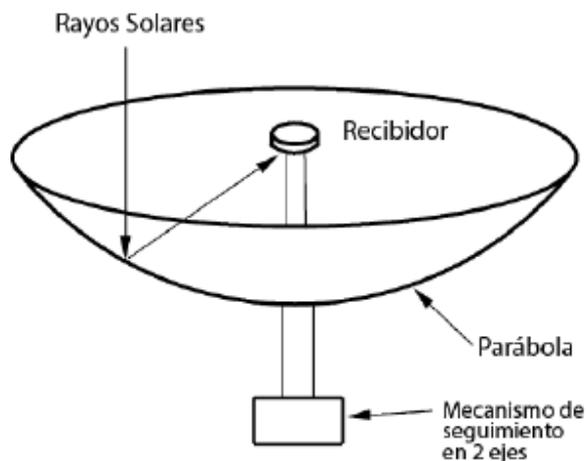


Figura 1.25. Colector parabólico.⁸

El receptor colocado en el foco, absorbe la radiación solar y traspasa en forma de calor a un fluido circulante. La energía calórica presente en el fluido puede ser convertida a electricidad mediante el uso de un motor – generador. La temperatura en el receptor puede sobrepasar los 1500°C.

Los colectores parabólicos tienen ventajas importantes con respecto a otros:

- Es el sistema más eficiente porque está siempre apuntando al sol.
- Puede ser utilizado de manera independiente o ser parte de un campo de colectores.

- c) Helióstato: Este sistema es un conjunto de espejos planos dispuestos de tal forma que toda la radiación incidente de en cada uno de ellos vaya a un receptor común, como se observa en la figura 1.26.

⁸ QUINTEROS, Jorge; Estudio Teórico y Experimental de Colector Solar Parabólico para Generación de Energía Eléctrica, pág. 15.

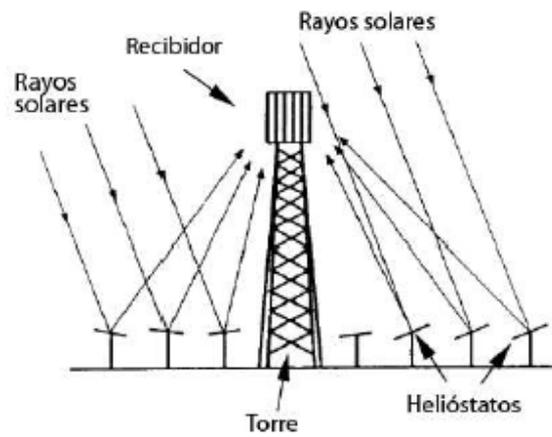


Figura 1.26. Helióstatos.⁹

En el receptor se genera vapor de agua a alta presión y temperatura. Esta agua se lleva mediante cañerías a un receptor central para ser almacenado y ocupado posteriormente.

⁹ QUINTEROS, Jorge; Estudio Teórico y Experimental de Colector Solar Parabólico para Generación de Energía Eléctrica, pág. 16.

CAPÍTULO 2

PLANTEAMIENTO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVA

2.1. PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

2.1.1. ALTERNATIVA 1. MOTOR TIPO ALFA.

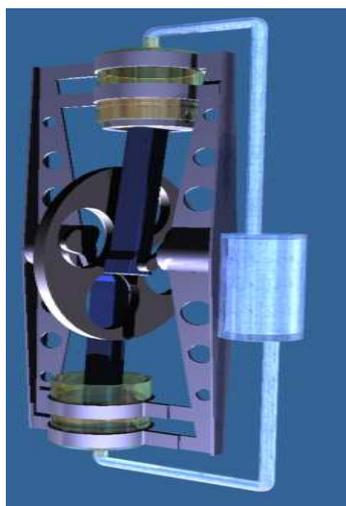


Figura 2.1.- Configuración Alternativa Motor Alfa.

Características:

- Es un motor Stirling tipo alfa con pistones verticales de simple efecto acoplados por un cigüeñal rígido que permite desfasar el movimiento 90°.
- Se plantea tener dos pistones de las mismas dimensiones, construidos en aluminio con 3 anillos elásticos de teflón.
- Cada pistón debe trabajar dentro de un cilindro también de aluminio con una holgura diametral máxima de 0,1 mm entre el cilindro y el pistón.
- Cada cilindro tiene una zona de conexión para acoplar la manguera flexible, misma que conecta en su otro extremo al regenerador.
- El regenerador consiste de una malla de aluminio dentro de un contenedor cilíndrico de acero.

- El cigüeñal de acero tiene en su parte central al volante de inercia en el que se anclan los dos brazos excéntricos que se encuentran separados angularmente 90° entre sí.
- El soporte de acero permite ubicar a los dos cilindros en forma opuesta y con la separación correcta. También permite soportar el peso del cigüeñal y el volante de inercia.
- Las bielas tienen una distancia entre los centros de los alojamientos de acople que es mayor a 3 veces la carrera del pistón.

Ventajas:

- Mantiene separados al foco frío del foco caliente.
- Los volúmenes muertos se encuentran prioritariamente en el regenerador y en las mangueras.
- No requiere desplazador.
- El cilindro y el pistón de aluminio permiten tener una buena transferencia de calor.
- Se tiene un bajo número de piezas diferentes ya que los dos pistones tienen la misma geometría, al igual que los dos cilindros.
- La holgura entre el cilindro y el pistón y la utilización de anillos elásticos de teflón permite tener un excelente sellado.
- El cigüeñal con el volante de inercia en el centro permite ahorrar espacio y material.
- Por la forma del movimiento, se puede alcanzar eficiencias mayores que las que se obtienen con motores tipo gamma.
- La sujeción de los cilindros permite modificar su cercanía al eje de cigüeñal y de esta manera se puede reducir el volumen muerto entre la cabeza del pistón y el fondo del cilindro.

Desventajas:

- La construcción del cigüeñal con el volante de inercia en el centro es más complicada que la construcción del mismo separado del volante de inercia.

- El soporte requiere un buen alineamiento entre los apoyos del cigüeñal.
- Para lograr una holgura muy pequeña es necesario utilizar un proceso más sofisticado como el mecanizado con control numérico computarizado.
- El costo del aluminio para realizar el cilindro es alto considerando que la mayor parte de la masa de aluminio debe ser retirada en el vaciado.
- El método de sujeción de los cilindros es impreciso.

2.1.2. ALTERNATIVA 2. MOTOR TIPO BETA.

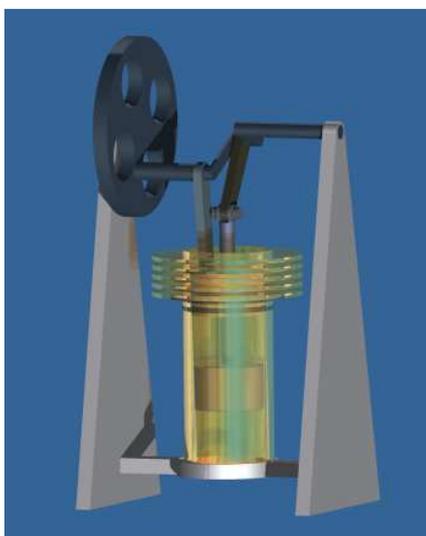


Figura 2.2.- Configuración Alternativa Motor Beta.

Características:

- Es un motor Stirling tipo beta con un pistón de potencia de simple efecto y desplazador dentro del mismo cilindro, estos se encuentran acoplados por un cigüeñal que desfasa el movimiento de cada uno 90° .
- El pistón es fabricado en aluminio y consta de 3 anillos elásticos de teflón.
- El pistón debe trabajar dentro del cilindro, también de aluminio, con una holgura diametral máxima de 0,1 mm entre cilindro y pistón.
- El pistón describe una trayectoria lineal dentro del cilindro. En la parte central del pistón existe un agujero pasante, mismo que es atravesado por un eje, parte del desplazador, conectado al cigüeñal. Además el alojamiento de la

biela del pistón de potenciase encuentra en una posición excéntrica en la parte superior del pistón como se observa en la figura 2.2.

- El desplazador sirve para trasladar el fluido de trabajo de la zona caliente a la zona fría y viceversa. Es un cilindro hueco construido de acero y se acopla al cilindro con una holgura diametral máxima de 3mm. En una de sus caras debe tener un agujero centrado, mismo que aloja al eje que conecta el desplazador con el cigüeñal.
- El regenerador va acoplado al desplazador y es una fina lámina de aluminio de 0,5mm de espesor. El regenerador es un intercambiador interno de calor que temporalmente almacena y cede calor para que de esta forma se lleve a cabo el ciclo.
- El cilindro es fabricado con aluminio y en su parte superior existe un arreglo de aletas planas concéntricas, mismas que permiten evacuar el calor en el foco frío.
- El cigüeñal de acero tiene la configuración adecuada para generar el movimiento armónico del desplazador con el desfase de 90° . Tiene en uno de sus extremos el volante de inercia al cual se ancla un brazo excéntrico.
- El soporte de acero permite ubicar adecuadamente al motor y está formado por 2 partes que se unen mediante el cigüeñal y el anclaje en el cilindro. Soporta el peso del motor y del cigüeñal.
- Las bielas tienen una distancia entre los centros de los alojamientos de acople que es mayor a 3 veces la carrera del pistón.

Ventajas:

- Los volúmenes muertos se reducen al mínimo ya que el pistón de potencia y el desplazador se encuentran en un mismo cilindro.
- El cilindro de aluminio permite tener una buena transferencia de calor en el foco frío y en el caliente. El regenerador también de aluminio cede y recibe calor con relativa rapidez.

- La baja holgura entre el cilindro y el pistón en conjunto con los anillos de teflón en el pistón mantienen la presión dentro del cilindro.
- La conjugación del volante en el cigüeñal permite reducir dimensiones del motor.
- La transferencia de calor desde el foco frío hacia el ambiente se realiza de manera más rápida por la utilización de aletas.
- La sujeción del cilindro al soporte, permite modificar su distancia al cigüeñal y de esta manera se modifican los volúmenes muertos.
- La configuración del motor tipo beta permite alcanzar eficiencias mayores que en motores alfa y gamma ya que los volúmenes muertos son muy pequeños y la transferencia de calor más rápida y eficiente.

Desventajas:

- La construcción del cigüeñal y volante de inercia como un solo elemento es más compleja, que hacerlos por separado.
- Para la construcción de este motor se necesitan varias piezas como: bielas de diferentes dimensiones, un pistón, un desplazador-regenerador, un apoyo con dos partes, entre otras.
- Los procesos para la fabricación de pistón, desplazador y anillos elásticos requieren alta precisión y un buen acabado superficial para así disminuir rozamientos y evitar fugas del fluido de trabajo.
- Existe gran desperdicio de material (aluminio), pues la fabricación del motor implica los procesos con arranque de viruta, lo que aumenta el costo del motor.
- No existe una diferenciación clara entre el foco frío y foco caliente.
- Dificultad para acoplar el regenerador al desplazador.

2.1.3. ALTERNATIVA 3.MOTOR TIPO GAMMA.

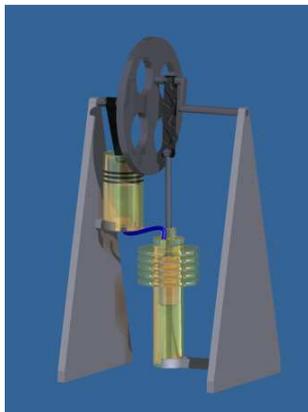


Figura 2.3.- Configuración Alternativa Motor Gamma.

Características:

- Es un motor Stirling tipo gamma con un pistón de potencia y desplazador acoplados por un cigüeñal que desfasa su movimiento en 90°.
- El pistón de potencia y el desplazador se encuentran en cilindros diferentes cuyos ejes están paralelos.
- El pistón de potencia es de aluminio con 3 anillos elásticos de teflón.
- El pistón debe tener una holgura diametral con el cilindro, también de aluminio, de 0,1 mm.
- El cilindro que aloja al pistón de potencia tiene en su parte inferior una zona de conexión para acoplar una manguera flexible al cilindro donde está el desplazador–regenerador.
- El desplazador traslada el fluido de trabajo de la zona fría a la zona caliente y viceversa. Es un cilindro hueco de acero que guarda una holgura diametral máxima de 3mm con el cilindro de aluminio en el que se aloja; tiene un agujero central que permite acoplar un eje que lo conecta a su biela.
- El regenerador es una placa de aluminio de 0,5 mm de espesor que temporalmente almacena y cede calor para cumplir el ciclo y se encuentra alrededor del desplazador.
- El cilindro que contiene al desplazador, se caracteriza por un arreglo de aletas que se ubica en su parte superior.

- Para garantizar la hermeticidad del cilindro donde está el desplazador, se tiene una tapa con un agujero central pasante y un excéntrico. El primero sirve como guía para el eje del desplazador y el segundo para conectar la manguera flexible con el cilindro del pistón de potencia.
- El soporte del motor se encuentra formado por 2 elementos laterales de iguales dimensiones. Las zonas de alojamiento de los cilindros tienen las dimensiones necesarias para el acople.

Ventajas:

- Los volúmenes muertos están principalmente en: manguera y regenerador. Estos volúmenes muertos se pueden controlar fácilmente reduciendo las longitudes de la manguera y/o del regenerador.
- El cilindro en el que se aloja el desplazador, por ser de aluminio, permite una rápida transferencia de calor sobre todo en el extremo frío aleteado. El regenerador de aluminio permite que la recepción y la entrega de calor se den con rapidez.
- Los anillos de teflón en el pistón de potencia generan un buen sello que impide fugas del fluido de trabajo.
- El cigüeñal con volante de inercia permite disminuir dimensiones del motor.
- Se fabricó previamente varios prototipos artesanales bajo esta configuración, de manera que se tiene conocimiento de su funcionamiento, su problemática constructiva.

Desventajas:

- No existe una separación definida entre el foco frío y el caliente.
- La eficiencia de este motor es generalmente menor a la de los motores beta y alfa.
- La construcción del cigüeñal y el volante de inercia como un solo elemento es más compleja que al realizarla por separado.

- Se necesita buenos procesos de fabricación para reducir el rozamiento y evitar las fugas del fluido de trabajo por causa de este fenómeno.
- Los costos del motor son altos debido al desperdicio del material en el vaciado de los cilindros y debido a que la fabricación implica procesos con arranque de viruta.
- La sujeción de los cilindros es imprecisa.
- Este modelo está formado por varias piezas, lo que aumenta su peso, costos de diseño, de fabricación y ensamblaje.
- La tapa del cilindro del desplazador debe dar la hermeticidad necesaria para que el ciclo funcione. Esto implica utilizar buenos sellos en la guía del eje del desplazador.
- El regenerador es difícil de adherir al desplazador.

2.2. SELECCIÓN DE ALTERNATIVA

Cada alternativa tiene características termodinámicas propias debido a la forma en la que se acoplan sus elementos; por lo tanto, se analiza cada alternativa en base a la formulación explicada en el capítulo 1, sección 1.4, pero tomando en cuenta las particularidades del movimiento de cada alternativa que se encuentra planteada en la sección 1.4.4. En esta sección se presentan las gráficas P vs V y T vs S , y los resultados de: eficiencia y calor requerido en cada alternativa; sin embargo, las ecuaciones utilizadas así como las tablas con todos los valores numéricos obtenidos se encuentran en el Anexo 01.

El análisis se realiza planteando datos iniciales cercanos a los que se pueden obtener en la práctica, y asumiendo que en los tres casos se alcanza el mismo trabajo a la misma presión media.

Los datos iniciales se encuentran en las tablas 2.1, 2.2 y 2.3. Los resultados se encuentran en la tabla 2.4, y las gráficas obtenidas se encuentran en las figuras 2.4 y 2.5.

Tabla 2.1. Datos iniciales para la alternativa 1 (motor tipo alfa).

Diámetro del pistón caliente	37	mm
Carrera del pistón caliente	24	mm
Diámetro del pistón frío	37	mm
Carrera del pistón frío	24	Mm
Volumen Muerto	En la zona caliente	9,21 cm ³
	En la zona fría	9,21 cm ³
	En el regenerador	24,5 cm ³
Temperatura alta (T _H)	300	°C
Temperatura baja (T _L)	28	°C
Constante 'R' del Gas	0,2870	KJ/Kg*K
Cv del Gas	0,7200	KJ/Kg*K
Eficiencia del regenerador	75%	
Masa de aire	0,040331	gr.

Tabla 2.2. Datos iniciales para la alternativa 2 (motor tipo beta).

Diámetro del pistón	38	mm
Carrera del pistón	19	mm
Diámetro del desplazador	35	mm
Carrera del desplazador	33	mm
Volumen Muerto	En la zona caliente	8 cm ³
	En la zona fría	8 cm ³
	En el regenerador	17 cm ³
Temperatura alta (T _H)	300	°C
Temperatura baja (T _L)	28	°C
Constante 'R' del gas	0,2870	KJ/Kg*K
Cv del gas	0,7200	KJ/Kg*K
Eficiencia del regenerador	60%	
Masa de aire	0,04199	gr.
Distancia entre punto medio del desplazador y del pistón	20	mm

Tabla 2.3. Datos iniciales para la alternativa 3 (motor tipo gamma).

Diámetro del pistón		30	mm
Carrera del pistón		30	mm
Diámetro del desplazador		57	mm
Carrera del desplazador		38	mm
Volumen Muerto	En la zona caliente	10	cm ³
	En la zona fría	10	cm ³
	En el regenerador	80	cm ³
Temperatura alta (T _H)		300	°C
Temperatura baja (T _L)		28	°C
Constante 'R' del gas		0,2870	KJ/Kg*K
Cv del gas		0,7200	KJ/Kg*K
Eficiencia del regenerador		60%	
Masa		0,12725	gr.

Tabla 2.4. Resultados en base a los datos iniciales de las tablas 2.2, 2.3 y 2.4.

PARÁMETROS	ALTERNATIVA 1 Motor tipo Alfa	ALTERNATIVA 2 Motor tipo Beta	ALTERNATIVA 3 Motor tipo Gamma
Presión media [KPa]	71,942	71,937	71,948
Presión máxima[KPa]	96,668	93,136	84,839
Presión mínima[KPa]	53,463	55,598	60,986
Relación de Presión	1,808	1,675	1,391
T global máxima[K]	450,2	474,4	474,9
T global mínima[K]	376,2	346,1	351,1
Volumen máximo [cm ³]	86,97	79,49	218,2
Volumen mínimo [cm ³]	50,48	57,95	197,0
Relación de Volúmenes	1,723	1,372	1,108
Trabajo [J]	0,360	0,358	0,358
Calor de entrada [J]	3,310	3,275	6,246
Calor regenerado[J]	1,612	2,327	6,806
Eficiencia	10,87%	10,92%	5,73%

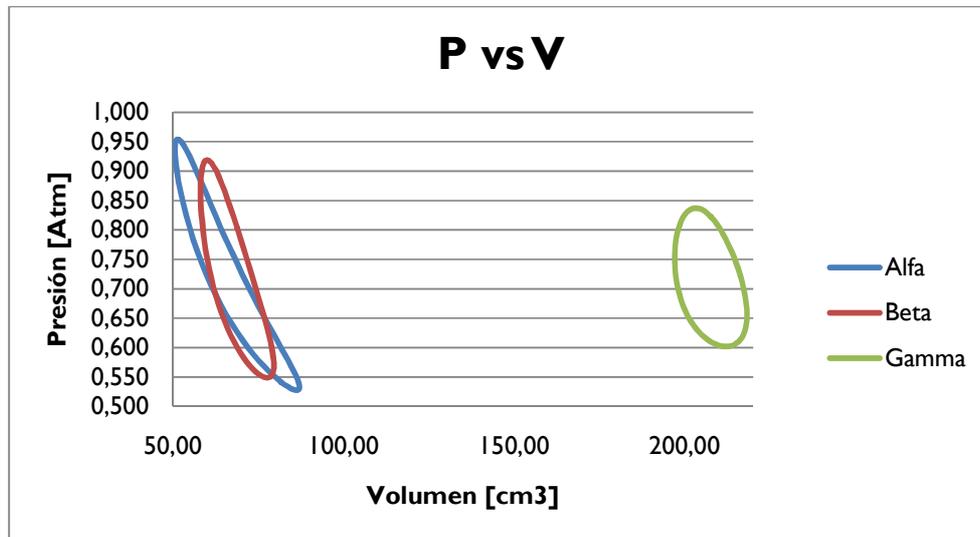


Figura 2.4.- Diagrama P vs V para las tres alternativas en base a los datos iniciales de las tablas 2.2, 2.3 y 2.4.

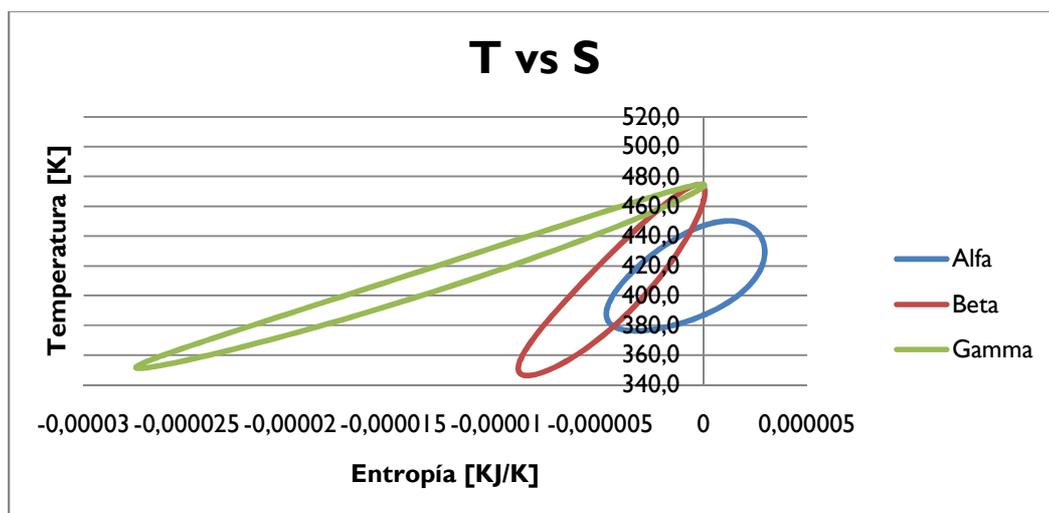


Figura 2.5.- Diagrama T vs S para las tres alternativas en base a los datos iniciales de las tablas 2.2, 2.3 y 2.4.

2.2.1. MÉTODO ORDINAL CORREGIDO DE CRITERIOS PONDERADOS PARA LA EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS.

Las alternativas disponibles son:

- Alternativa 1: *Motor tipo Alfa.*
- Alternativa 2: *Motor tipo Beta.*

- Alternativa 3: *Motor tipo Gamma*.

Los criterios de evaluación a considerar son:

- Costo. Por el proceso de fabricación se tendrá desperdicio de material, mismo que representa pérdida de tiempo en la construcción e incremento de costos. Es conveniente que el costo sea el menor posible.
- Fácil construcción y ensamblaje. Cada alternativa tiene diferente nivel de dificultad para construir sus elementos y su posterior ensamblaje.
- Eficiencia. Cuanto mayor sea la eficiencia del motor, menor será el requerimiento de calor; en este caso, menor será el diámetro del colector solar parabólico.
- Bajo peso. Debe ser manejable y transportable.
- Adaptabilidad. De este criterio depende los soportes y la forma en la que se adaptará el motor a la estructura soportante del colector solar parabólico.

Para la ponderación de resultados, se evalúa cada criterio, con los siguientes puntajes

- 1 = cuando el criterio de la fila es más importante que el de la columna.
- 0,5 = cuando el criterio de la fila es equivalente al de la columna.
- 0 = cuando el criterio de la columna es más importante que el de la fila.

Tabla 2.5. Evaluación del peso específico de cada uno de los criterios.

Criterio	Costo	Fácil Construcción	Eficiencia	Bajo Peso	Adaptabilidad	$\Sigma+1$	Pondera
Costo		0	1	1	0	3	0,20
Fácil Constr.	1		1	1	0,5	4,5	0,30
Eficiencia	0	0		1	0	2	0,13
Bajo peso	0	0	0		0	1	0,07
Adaptabilidad	1	0,5	1	1		4,5	0,30
					Suma	15	1,00

Fácil Construcción = Adaptabilidad > Costo > Eficiencia > Bajo Peso

Tabla 2.6. Evaluación del criterio específico: **costo**.

COSTO	<i>Alternativa 1</i>	<i>Alternativa 2</i>	<i>Alternativa 3</i>	$\Sigma+1$	<i>Pondera</i>
<i>Alternativa 1</i>		1	1	3	0,50
<i>Alternativa 2</i>	0		0.5	1.5	0,25
<i>Alternativa 3</i>	0	0.5		1.5	0,25
			Suma	6	1,00

Alternativa 1 > Alternativa 2 > Alternativa 3

Tabla 2.7. Evaluación del criterio específico: **facilidad de construcción y ensamblaje**.

Fácil Constr.	<i>Alternativa 1</i>	<i>Alternativa 2</i>	<i>Alternativa 3</i>	$\Sigma+1$	<i>Pondera</i>
<i>Alternativa 1</i>		1	0	2	0,33
<i>Alternativa 2</i>	0		0	1	0,17
<i>Alternativa 3</i>	1	1		3	0,50
			Suma	6	1,00

Alternativa 3 > Alternativa 1 > Alternativa 2

Tabla 2.8. Evaluación del criterio específico: **eficiencia**. Este valor se obtiene de la tabla 2.4.

Eficiencia.	<i>Alternativa 1</i>	<i>Alternativa 2</i>	<i>Alternativa 3</i>	$\Sigma+1$	<i>Pondera</i>
<i>Alternativa 1</i>		0,5	1	2,5	0,42
<i>Alternativa 2</i>	0,5		1	2,5	0,42
<i>Alternativa 3</i>	0	0		1	0,16
			Suma	6	1,00

Alternativa 1 = Alternativa 2 > Alternativa 3

Tabla 2.9. Evaluación del criterio específico: **bajo peso**.

Bajo Peso	<i>Alternativa 1</i>	<i>Alternativa 2</i>	<i>Alternativa 3</i>	$\Sigma+1$	<i>Pondera</i>
<i>Alternativa 1</i>		0	1	2	0,33
<i>Alternativa 2</i>	1		1	3	0,50
<i>Alternativa 3</i>	0	0		1	0,17
			Suma	6	1,00

Alternativa 2 > Alternativa 1 > Alternativa 3

Tabla 2.10. Evaluación del criterio específico: **adaptabilidad**.

Bajo Peso	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Pondera
Alternativa 1		0	1	2	0,33
Alternativa 2	1		1	3	0,50
Alternativa 3	0	0		1	0,17
			Suma	6	1,00

Alternativa 2 > Alternativa 1 > Alternativa 3

Tabla 2.11. Tabla de conclusiones:

Conclusión	Costo	Fácil constr.	Eficiencia	Bajo peso	Adaptabilidad	Σ	Prioridad
Alternativa 1	0,20*0,50	0,30*0,33	0,13*0,42	0,07*0,33	0,30*0,33	0,3757	1
Alternativa 2	0,20*0,25	0,30*0,17	0,13*0,42	0,07*0,50	0,30*0,50	0,3406	2
Alternativa 3	0,20*0,25	0,30*0,50	0,13*0,16	0,07*0,17	0,30*0,17	0,2837	3

Conclusión:

Se selecciona la Alternativa 1 (Motor tipo Alfa) por ser la que se ubica como la mejor opción en base al análisis por medio del método ordinal corregido de criterios ponderados⁽¹⁰⁾. Además, en base al análisis de las ventajas de los otros modelos, y en base a la experiencia con prototipos artesanales, se decide utilizar aletas de enfriamiento en el foco frío del motor.

¹⁰ RIBA, Carles; Diseño Concurrente; pág. 59.

CAPÍTULO 3.

DISEÑO, DIMENSIONAMIENTO, CONSTRUCCIÓN, PRUEBAS Y SIMULACIONES DEL MOTOR TIPO ALFA SELECCIONADO.

3.1. DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING TIPO ALFA.

Para realizar el diseño y dimensionamiento del motor y posteriormente del colector parabólico, es necesario establecer los parámetros de funcionamiento del motor. En base a las ecuaciones 1.16, 1.17 y 1.20 del capítulo 1, y con los datos de la tabla 2.1 se obtuvieron los resultados mostrados en la tabla 2.4; de manera que son estos los parámetros que se utilizan de para el dimensionamiento de los diferentes elementos al final se calcula nuevamente los parámetros termodinámicos, ya que la construcción de los elementos puede ocasionar la variación de algunos valores como, por ejemplo, los volúmenes muertos.

Tabla 3.1. Datos usados para el dimensionamiento de los elementos (resumen de tablas 2.1 y 2.4).

Diámetro del pistón caliente	37	mm
Carrera del pistón caliente	24	mm
Diámetro del pistón frío	37	mm
Carrera del pistón frío	24	mm
Temperatura alta (T_H)	300	°C
Temperatura baja (T_L)	28	°C
Eficiencia del regenerador	75%	
Presión media	71,942	[Kpa]
Presión máxima	96,668	[Kpa]
Presión mínima	53,463	[Kpa]
Masa de aire	0,04033	[g]
Trabajo	0,36	[J]
Calor de entrada	3,31	[J]
Calor de salida	2,95	[J]

3.1.1. ANÁLISIS EN EL FOCO FRÍO

El análisis del foco frío se realiza en base a la resistencia de los materiales y en base a la transferencia de calor.

3.1.1.1. ANÁLISIS GENERAL DE LOS ELEMENTOS DEL FOCO FRÍO.

3.1.1.1.1. Cilindro de presión.

En el cálculo termodinámico se encontró que la presión absoluta máxima que se alcanza en el ciclo es 96,668[Kpa]. Debido a que esta presión es bastante baja, se puede alcanzar la resistencia necesaria con un pequeño espesor de pared; sin embargo, es necesario establecer un procedimiento para calcular la resistencia en el caso de que se desee alcanzar presurizar el fluido de trabajo.

Se puede asumir como una aproximación, que el elemento soporta la presión máxima cuando en la cámara existe una longitud de 30 mm, medidos desde el fondo del cilindro. Se escoge esta zona por ser un 25% mayor a la carrera del pistón dentro del cilindro. Además se considerará que la presión la soportan las paredes del cilindro y que las aletas no soportan tensión. Para ello se tiene la siguiente aproximación:

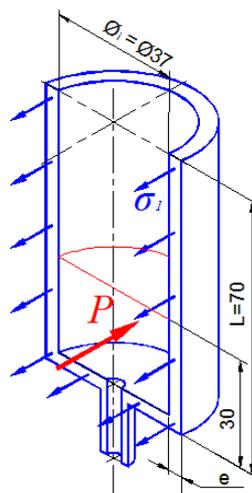


Figura 3.1.- Esquema de presión y esfuerzo en el cilindro.

Al realizar un análisis estático en la figura 3.1 se puede decir que:

$$P \cdot \varnothing i \cdot 30mm = \sigma_1 \cdot (\varnothing i + 2 \cdot L) \cdot e \quad \text{Ec. 3.1}$$

La presión manométrica en Quito, es igual a la presión absoluta que se tiene, menos la atmosférica en Quito (540[mmHg] a 2800 m.s.n.m.). De manera que la presión manométrica máxima en el sistema es: $P_{m\acute{a}x} = 24,726$ [KPa].

La resistencia del material sometido a fatiga para $N = 5 \times 10^8$ ciclos totalmente reversibles, en el caso del Aluminio es: $\sigma_1 = 83$ [MPa].¹¹

Conociendo el diámetro interior: $\varnothing i = 37mm$, la longitud: $L = 70mm$, y al calcular el espesor en base a la ecuación 3.1, se tiene que el espesor de pared mínimo es: $e = 0,0019mm$. Este valor es pequeño debido a que la presión máxima no es una presión extremadamente alta y el diámetro interior del cilindro es pequeño. Sin embargo, este análisis se vuelve importante cuando se tiene mayores presiones y mayores diámetros de pistón. Por facilidad constructiva y para evitar deformaciones durante la manipulación del cilindro, se establece un espesor de pared $e = 3mm$ tanto para el foco frío como para el caliente.

3.1.1.1.2. Pistón.

Debido a que la presión que se maneja es baja, no es necesario realizar un análisis de resistencia del pistón, sino más bien aplicar los parámetros geométricos y los criterios constructivos necesarios para este tipo de elementos.

El pistón es un elemento de revolución que se mueve dentro del cilindro encerrando al fluido de trabajo en el espacio entre la base del cilindro y el pistón. La aplicación más extendida de pistones usados para generar trabajo con gas como fluido de trabajo se encuentra en los motores de combustión interna de ciclo Otto y de ciclo Diesel, y más específicamente, en los motores de automóviles.

¹¹ BUDYNAS, R; Diseño en Ingeniería Mecánica, 8ª Edición, Tabla A-24, pág. 1027.

El pistón tiene 4 partes principales: la cabeza, la zona de aros, el alojamiento del bulón, y la falda.



Figura 3.2.- Partes principales del pistón.

1. La cabeza del pistón es la que recibe directamente el calor y la presión de la cámara para empujar al pistón hacia afuera del cilindro y transmitir este movimiento al cigüeñal. En los motores de combustión interna se da formas especiales a la cabeza del pistón para generar un volumen adecuado en la cámara de combustión o para generar turbulencias y mejorar la combustión en la cámara. En el motor Stirling no existe combustión interna; sin embargo, es muy útil dar una forma especial a la cámara para direccionar el fluido hacia el punto de entrada y/o salida de gas de forma similar a las formas que se pueden ver en los pistones de compresores.
2. La zona de aros presenta ranuras que alojan a los anillos o segmentos elásticos que mejoran la retención del fluido de trabajo dentro de la cámara, aunque no aseguran una hermeticidad del 100%. En motores de ciclo Otto se utilizan entre 2 y 3 anillos de hierro fundido, ya que este material reduce la fricción y el desgaste que se tiene por el movimiento conjugado; en los motores de ciclo Diesel se utilizan entre 3 y 4 anillos de hierro fundido ya que soportan mayores presiones.

La sección transversal de segmentos puede tener diversas formas, pueden ser rectangulares, cónicos o trapezoidales, con chaflanes o con escalones. La forma rectangular es la más común y se utiliza para el primer anillo en los motores de combustión gracias a su mayor efectividad al momento de retener los gases de combustión, los anillos cónicos así como los que tienen chaflanes y escalones se utilizan con la finalidad de mejorar el “rascado” o remoción del aceite que se acumula en las paredes del cilindro; finalmente, los anillos trapezoidales se utilizan para triturar mecánicamente las carbonizaciones que se alojan en las ranuras de los segmentos.¹²

3. El alojamiento del bulón. Se diseña un alojamiento para un bulón de 10 mm de diámetro. El bulón entrará en apriete en su alojamiento del pistón y en holgura en el alojamiento de la biela.
4. Falda. Es la parte final del pistón, sirve para incrementar la guía del pistón dentro del cilindro y para ayudar a la disipación de calor. En el diseño presente se tiene una falda de 24 mm.

El diámetro del pistón debe ser ligeramente menor al diámetro interior del cilindro, ya que se debe tener una holgura adecuada para lograr la inserción del pistón dentro del cilindro y para corregir el posible caso de que el pistón se encuentre unos grados más caliente que el cilindro y se trabe por dilatación.

El valor del diámetro del pistón dilatado es igual a:

$$\Phi_{dilatado} - \Phi_i = \alpha_{Al} \cdot \Phi_i \cdot (T_{pistón\ caliente} - T_{pistón\ frío})$$

Para un diámetro interior del cilindro de 37 mm, y con el coeficiente de dilatación térmica del aluminio: $\alpha_{Al} = 23 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ¹³ se tendrá, por cada diez grados centígrados de diferencia entre el pistón en temperatura de trabajo y el pistón frío, una diferencia de diámetros de: 0,0085 mm. Tomando en cuenta este criterio, se elige una la holgura entre pistón y cilindro de 0,030 mm. Esta pequeña holgura

¹² SCHILLING, U; SCHNAIBEL, S; Segmentos de Pistones para Motores de Combustión; MS Motor Service International GmbH; pág. 13.

¹³ GERE, J; Resistencia de Materiales, Timoshenko, 5ª Edición; Tabla H-4.

(0,030m) ayuda a reducir sustancialmente la pérdida de presión en el sistema, además es adecuada para cuando se tiene diferencias de temperatura entre el pistón y el cilindro de hasta 35°C.

3.1.1.1.3. Anillos o segmentos elásticos en el foco frío.

Ya que en el motor Stirling no existe combustión interna, no se tendrán carbonizaciones, por lo que la forma trapezoidal no es necesaria. Así, se selecciona anillos de sección rectangular, por facilidad de construcción y su alta efectividad para retención de gases en los motores.

La fabricación de pocas unidades de anillos de hierro fundido representa un costo muy elevado si se lo compara con la fabricación de anillos de politetrafluoroetileno (teflón); además, el teflón es un material con un coeficiente de rozamiento extremadamente bajo, químicamente inerte y no absorbe la humedad; su única desventaja es que sólo puede trabajar a temperaturas de hasta 300°C. Se selecciona entonces al teflón como material para los anillos, en vista de que el sistema no superará la temperatura de trabajo de este material.

Para el diseño de los anillos, se realizaron varias pruebas previas utilizando diferentes tipos de anillos. En la tabla 3.2 se detalla los resultados obtenidos.

Tabla 3.2. Pruebas realizadas con diferentes tipos de anillos en el cilindro de presión.

Arreglo de anillos	Fuerza de rozamiento [lbs] F_R	Fuerza a baja velocidad [lbs] F_B	Fuerza a alta velocidad [lbs] F_A	Fuerza por presión [lbs] $F_P = F_A - F_R$	Presión [psi] $P = F_P / \text{área del pistón}$
2 anillos no elásticos de duralón en pistón de 30 mm de diámetro	1,25	1,50	2,00	0,75	0,68
2 anillos elásticos de duralón en pistón de 30 mm de diámetro	0,75	1,25	6,00	5,25	4,79
Prensa-estopa con recubrimiento de grafito en 3 alojamientos para anillos en pistón de 37 mm de diámetro	1,25	2,50	9,50	8,25	4,94
3 anillos no elásticos de teflón en pistón de 37 mm de diámetro.	0,38	0,75	2,5	2,12	1,27
3 anillos de teflón reforzados con resorte circular elástico en pistón de 37 mm de diámetro	1,50	2,50	10	8,50	5,10
3 anillos de teflón reforzados con resorte circular elástico en pistón de 37 mm de diámetro, con aceite como lubricante	1,25	5,00	14,50	13,25	7,95

Se obtiene los mejores resultados al usar 3 anillos de teflón reforzados con un anillo elástico metálico y usando lubricación. En base a los resultados de la experimentación realizada, se decide fabricar para cada pistón 3 anillos de teflón de 3 mm de altura y 3 mm de espesor como se observa en la figura 3.3. El resorte elástico va en una muesca interior realizada en el anillo de teflón y se encuentra ilustrado en la figura 3.4.

Los anillos de teflón son extraídos de un cilindro con un diámetro exterior de 37 mm al que se retirará un pequeño arco para darle el perímetro necesario compensando su dilatación térmica.

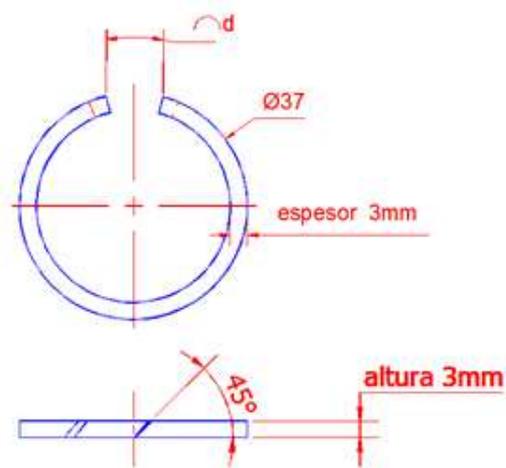


Figura 3.3.- Esquema del anillo elástico de teflón.

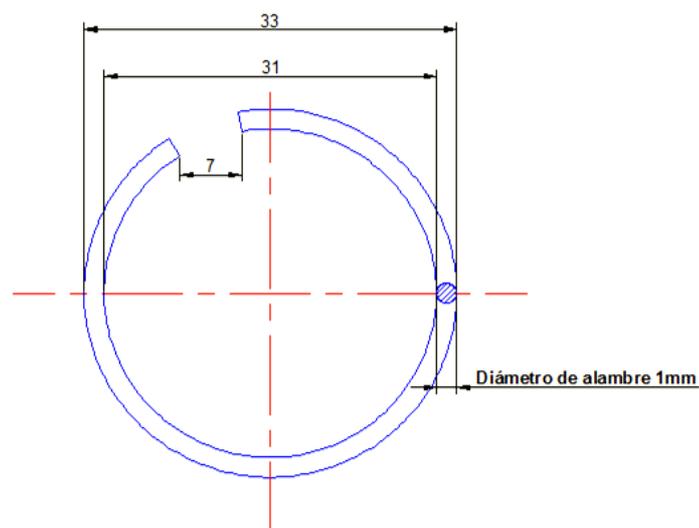


Figura 3.4.- Esquema del anillo elástico metálico.

Se calcula el perímetro que debe tener el anillo en trabajo; esto es:

$$\text{Perímetro} = \pi \cdot \Phi_p$$

$$\text{Perímetro} = 116,24 \text{ mm.}$$

Cuando el pistón se encuentra en trabajo tiene una longitud mayor que al momento de instalarlo, debido a la dilatación térmica. El coeficiente de dilatación térmica del teflón es: $\alpha_{\text{Teflón}} = 122 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ¹⁴.

El perímetro del anillo al estar frío es:

$$\text{Perímetro en frío} = \text{Perímetro} - \pi \cdot \Phi \cdot \alpha_{\text{Teflón}} \cdot (T_{\text{trab}} - T_{\text{frío}}).$$

$$\text{Perímetro en frío} = 116,24 - \pi \cdot 37 \cdot 0,000122 \cdot (60 - 20).$$

$$\text{Perímetro en frío} = 115,67 \text{ mm}$$

Esto quiere decir que es necesario tener una holgura de cerca de 0,5 mm cuando se encuentre instalado el anillo en frío, para que en trabajo pueda crear el cierre hermético sin quedar trabado.

Ya que el anillo se obtiene de un cilindro de 37 mm de diámetro, se debe retirar una porción de arco de aproximadamente $d = 0,5 \text{ mm}$.

3.1.1.2. ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL FOCO FRÍO.

El calor sale del motor a través del foco frío gracias a la transferencia de calor por convección y radiación hacia el medio.

El circuito de resistencias aplicable para el foco frío se obtiene a partir del esquema físico representado en la figura 3.5.

¹⁴ <http://www.broncesval.com/catalogo/index.asp?categoria=5&producto=39>

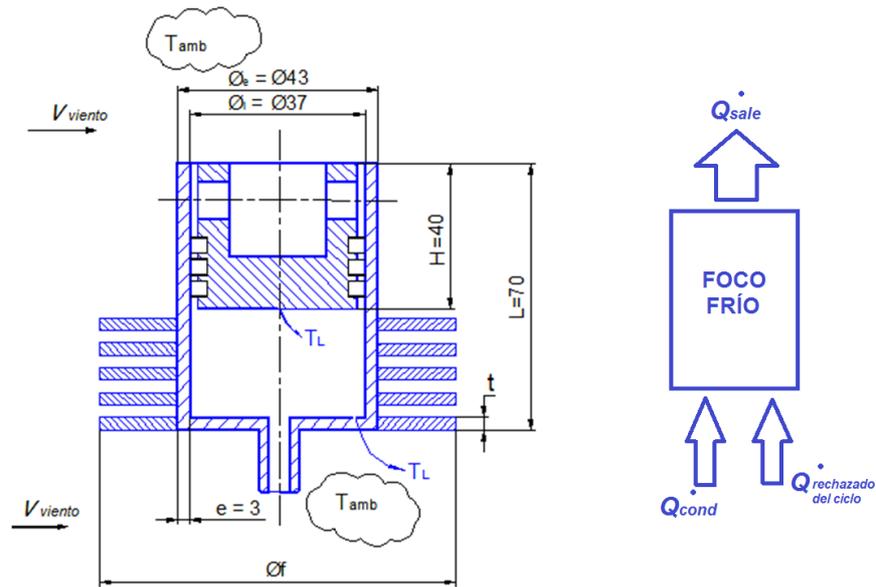


Figura 3.5.- Esquema físico del foco frío y esquema de flujo de calor.

Es necesario asumir algunas condiciones para el análisis de este sistema: En primer lugar, se asume que la temperatura interna en las paredes de la cámara fría es igual a la temperatura baja del ciclo T_L . En segundo lugar, se asume que la transferencia de calor que se da por conducción a través de la tubería es mínima con respecto al calor que se disipa en el foco frío.

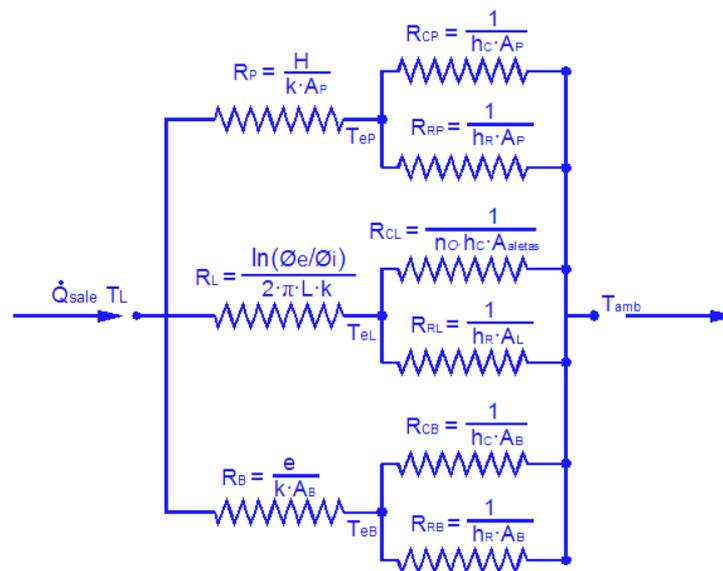


Figura 3.6.- Circuito térmico equivalente correspondiente al esquema físico del foco frío.

El flujo de calor que sale del foco frío se da gracias a los fenómenos de convección y de radiación por: la base inferior (B), la zona lateral (L) y por el arreglo aleteado del cilindro (Aleta), así como por la parte superior del pistón (P). Para resolver este problema es necesario elaborar un circuito térmico equivalente correspondiente al esquema físico el foco frío, tal como se muestra en la figura 3.6.

En el circuito térmico de la figura 3.6, se tiene:

R_B : Resistencia térmica de conducción en la base del cilindro. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

R_L : Resistencia térmica de conducción en la zona lateral del cilindro. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

R_P : Resistencia térmica de conducción en el pistón. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

R_{CB} : Resistencia térmica de convección en la base del cilindro. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

R_{RB} : Resistencia térmica de radiación en la base del cilindro. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

R_{CL} : Resistencia térmica de convección en la zona lateral aleteada del cilindro. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

R_{RL} : Resistencia térmica de radiación en la zona lateral aleteada del cilindro. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

R_{CP} : Resistencia térmica de convección en el pistón. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

R_{RP} : Resistencia térmica de radiación en el pistón. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

T_L : Temperatura de las superficies internas de la cámara. [K]

T_{eB} : Temperatura exterior de la base del cilindro. [K]

T_{eL} : Temperatura exterior de la zona lateral del cilindro. [K]

T_{eP} : Temperatura exterior del pistón. [K]

\varnothing_i : Diámetro interior del cilindro. [mm].

\varnothing_e : Diámetro exterior del cilindro. [mm].

e: espesor de la pared del cilindro. [mm].

H: altura el pistón. [mm].

L: longitud total del cilindro [mm].

A_B : Área de la base del cilindro. [m^2].

A_L : Área lateral exterior plana del cilindro. [m^2].

A_{aletas} : Área de la superficie del arreglo aleteado. [m^2].

A_P : Área de la base del pistón. [m^2].

n_O : Eficiencia global de la superficie aleteada.¹⁵

h_C : coeficiente de transferencia de calor por convección. [$W / m^2 \cdot K$]

h_R : coeficiente de transferencia de calor por radiación. [$W / m^2 \cdot K$]

k : conductividad térmica del material. [$W / m \cdot K$]

Se procede a reducir el circuito térmico de la Figura 3.6 hasta obtener un circuito térmico con una sola resistencia equivalente.

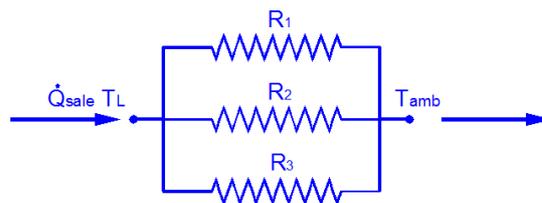


Figura 3.7.- Reducción del circuito térmico de la figura 3.6.

Las resistencias térmicas son:

$$R_1 = \frac{k + e \cdot (h_C + h_R)}{A_B \cdot k \cdot (h_C + h_R)}$$

$$R_2 = \frac{\ln(\varnothing_e / \varnothing_i) \cdot [\eta_O \cdot h_C \cdot A_{aletas} + h_R \cdot A_L] + 2 \cdot \pi \cdot L \cdot k}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k \cdot [\eta_O \cdot h_C \cdot A_{aletas} + h_R \cdot A_L]}$$

$$R_3 = \frac{k + H \cdot (h_C + h_R)}{A_P \cdot k \cdot (h_C + h_R)}$$



Figura 3.8.- Resistencia térmica equivalente para el foco frío.

¹⁵ INCROPERA, Frank; DEWITT, Charles; Fundamentos de Transferencia de Calor; pág. 127.

$$R_{Eq-L} = \frac{1}{\frac{A_B \cdot k \cdot (h_C + h_R)}{k + e \cdot (h_C + h_R)} + \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k \cdot [\eta_0 \cdot h_C \cdot A_{aletas} + h_R \cdot A_L]}{\ln(\varnothing_e / \varnothing_i) \cdot [\eta_0 \cdot h_C \cdot A_{aletas} + h_R \cdot A_L] + 2 \cdot \pi \cdot L \cdot k} + \frac{A_P \cdot k \cdot (h_C + h_R)}{k + H \cdot (h_C + h_R)}} \quad Ec. 3.2.$$

La mayoría de los datos necesarios para hallar esta resistencia térmica equivalente se encuentran ya definidos en la tabla 3.1; sin embargo valores como: los coeficientes de transferencia de calor por radiación y por convección, la eficiencia y el área de las aletas; serán calculados a continuación en base a la formulación matemática ya establecida en los diferentes textos de transferencia de calor.

- Coeficiente de transferencia de calor por radiación h_R . Se calcula en base a la fórmula:

$$h_R = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_1^2 + T_{alr}^2) \cdot (T_1 + T_{alr}). \quad Ec. 3.3.$$

Donde:

ε : emisividad del material. $\varepsilon \cong 0,27$ para aluminio oxidado.¹⁷

σ : constante de Stefan-Boltzmann. $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K}^4]$.¹⁸

T_1 : Temperatura de la superficie en grados Kelvin. Para calcular h_R se asumirá que es la misma temperatura de la superficie interna T_L .

T_{alr} : Temperatura de los alrededores o del ambiente externo expresado en grados Kelvin.

Tabla 3.3. Datos y resultados en el cálculo del coeficiente transferencia de calor por radiación.

Parámetro:	Valor:	Obtenido de:
ε	0,27	Tabla A-18 ¹⁹
σ	$5,67 \times 10^{-8} \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K}^4]$	Transferencia de Calor, Incropera ²⁰
T_1	301 [K]	Tabla 3.1.
T_{alr}	295 [K]	Datos de NASA, ver Anexo 02
h_R	1,621 [W/m² · K]	Ecuación 3.3.

¹⁶ ÇENGEL, Y; Transferencia de Calor, Capítulo 3, pág. 130.

¹⁷ ÇENGEL, Y; Transferencia de Calor, Apéndice 1, pág. 740.

¹⁸ INCROPERA, F; Fundamentos de Transferencia de Calor, Capítulo 1, pág. 9.

¹⁹ ÇENGEL, Y; Transferencia de Calor, Apéndice A, pág. 740.

²⁰ INCROPERA, F; Fundamentos de Transferencia de Calor, Capítulo 1, pág. 9.

- Coeficiente de transferencia de calor por convección h_C .

Para el cálculo de transferencia de calor por convección se realizan dos análisis: El primero, asumiendo que el flujo de aire en el exterior se da por convección forzada gracias a la acción del viento; y el segundo asumiendo que el movimiento del aire en el exterior se da por convección natural.

1. Coeficiente de transferencia de calor por convección h_C para convección forzada.

Se calcula en base a la fórmula propuesta por Churchill y Bernstein para un cilindro que transfiere calor en un medio por medio de convección forzada:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\overline{h}_C \cdot D}{k_{fluid}} = 0,3 + \frac{0,62 \cdot Re_D^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{[1+(0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad Ec. 3.4.$$

D : Diámetro externo del cilindro [m].

k_{fluido} : Conductividad térmica del fluido externo evaluada a temperatura ambiente [W/m·K].

Re_D : Número de Reynolds para el flujo externo al cilindro. $Re_D = \frac{V \cdot D}{\nu}$

V : Velocidad del viento [m/s]. La velocidad promedio del viento a una altura de 10m sobre el suelo en la ciudad de Quito es: 1,85 [m/s]²².

ν : Viscosidad cinemática del fluido externo [m²/s]. Debe evaluarse a temperatura del ambiente.

Pr : Número de Prandtl del fluido externo a temperatura ambiente.

²¹ INCROPERA, F; Fundamentos de Transferencia de Calor, Capítulo 7, pág. 370.

²² <https://eosweb.larc.nasa.gov/sse/>

Tabla 3.4. Datos y resultados en el cálculo del coeficiente transferencia de calor por convección forzada.

Parámetro:	Valor:	Obtenido de:
D	0,043 [m]	Figura 3.2.
k_{fluid}	$25,9 \times 10^{-3}$ [W/m · K]	Fundamentos de Transferencia de Calor. ²³
V	1,85 [m/s]	Datos de NASA, ver Anexo 02
ν	$15,45 \times 10^{-6}$ [m ² /s]	Fundamentos de Transferencia de Calor. ¹³
Re_D	5149,04	$Re_D = \frac{V \cdot D}{\nu}$
Pr	0,708	Fundamentos de Transferencia de Calor. ¹³
Nu_D	37,37	Ecuación 3.4.
h_c	22,51 [W/m ² · K]	Ecuación 3.4.

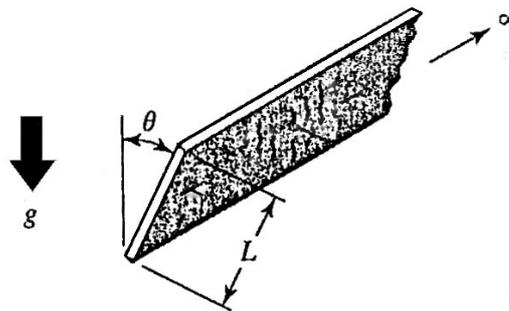
2. Coeficiente de transferencia de calor por convección h_c para convección natural.

Existen correlaciones útiles para encontrar el número de Nusselt en varias condiciones de convección natural dependiendo de la orientación del elemento que cede o recibe calor. Se calcula entonces el número de Nusselt en base a la fórmula:

$$\overline{Nu}_L = \frac{\overline{h}_c \cdot D}{k_{fluid}} = 0,56 \cdot (Gr_L \cdot Pr \cdot \cos(\theta))^{1/4} \quad . \quad ^{24} \quad Ec. 3.5.$$

²³ INCROPERA, F; Fundamentos de Transferencia de Calor, Apéndice A, Tabla A-4, pág. 839.

²⁴ KREITH, F; BOHN, M; Principios de Transferencia de Calor, Tabla 5.2, pág. 128.



Placa vertical o inclinada con la superficie caliente hacia abajo

Figura 3.9.- Esquema de transferencia de calor por convección natural para la ecuación 3.5.

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{atr}) \cdot L^3}{\nu^2} \quad \text{Ec. 3.6.} \quad ^{25}$$

Tabla 3.5. Datos y resultados en el cálculo del coeficiente transferencia de calor por convección natural.

Parámetro:	Valor:	Obtenido de:
D	0,043 [m]	Figura 3.2.
k_{fluid}	$25,9 \times 10^{-3}$ [W/m · K]	Fundamentos de Transferencia de Calor. ²⁶
ν	$15,45 \times 10^{-6}$ [m ² /s]	Fundamentos de Transferencia de Calor. ¹⁶
Pr	0,708	Fundamentos de Transferencia de Calor. ¹⁶
g	9,8 [m/s ²]	Gravedad terrestre
β	$1/333$ [K ⁻¹]	$1/T_s$
T_{atr}	295 [K]	Datos de NASA, ver Anexo 02
L	0,07[m]	Longitud del cilindro [mm]

²⁵ INCROPERA, F; Fundamentos de Transferencia de Calor, Tabla 6.2, pág. 320.

²⁶ INCROPERA, F; Fundamentos de Transferencia de Calor, Apéndice A, Tabla A-4, pág. 839.

Continuación de tabla 3.5. Datos y resultados en el cálculo del coeficiente transferencia de calor por convección natural.

Parámetro:	Valor:	Obtenido de:
Gr_L	1606951	Ecuación 3.6
\overline{Nu}_L	18,29	Ecuación 3.5.

En vista de estos resultados y con la finalidad de dimensionar el foco frío para las condiciones más adversas, se toma como válido para el diseño el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección natural $\overline{h}_c = 11,02 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]}$.

- Para el cálculo del área y la eficiencia del arreglo aleteado se asume que las aletas circulares tienen perfil rectangular y se sigue la metodología y las recomendaciones especificadas en varios textos de transferencia de calor. De modo que la eficiencia del arreglo de aletas está dada por:

$$\eta_o = 1 - \frac{N \cdot A_f}{A_t} \cdot (1 - \eta_f). \quad \text{Ec. 3.7.}$$

N : es el número de aletas que tiene el arreglo.

A_f : área superficial de una aleta [m^2]. $A_f = \pi \cdot (\emptyset_f^2 - \emptyset_e^2)/2$

\emptyset_f : Diámetro exterior de las aletas. [mm].

A_t : área total del arreglo de aletas [m^2].

$$A_t = N \cdot A_f + A_b. \quad \text{Ec. 3.8.}$$

A_b : área de la superficie primaria de las aletas [m^2]. $A_b = \pi \cdot \emptyset_e \cdot L$

L : longitud total del cilindro [mm].

¹⁴ INCROPERA, F; Fundamentos de Transferencia de Calor, Capítulo 3, pág. 128.

²⁸ INCROPERA, F; Fundamentos de Transferencia de Calor, Capítulo 3, pág. 126.

f : eficiencia de una aleta. Se calcula en función de la gráfica recomendada en el texto de Yunus Çengel y que se reproduce en la figura 3.10.

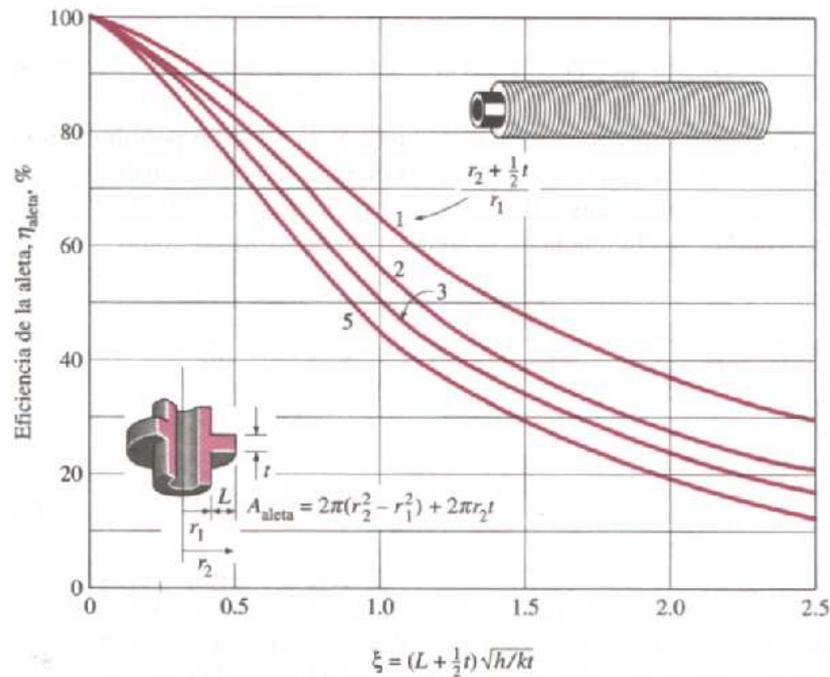


Figura 3.10.- Eficiencia de aletas anulares de perfil rectangular.²⁹

Varios estudios han mostrado un error menor al 1% en el análisis unidimensional cuando se cumple que: $\overline{h_c} \cdot t / k < 0,2$.³⁰

Se plantea el uso de aluminio en las aletas, de manera que se debe considerar su conductividad térmica $k = 237 [W/m \cdot K]$.³¹

Con el valor de la conductividad y el valor de h_c de la tabla 3.4, la condición anterior se convierte en: $t < 2,15 \text{ m}$. De manera que el utilizar aletas de 3 mm. de espesor no se introduce algún error apreciable en el análisis unidimensional.

Debido a criterios constructivos, se establece que la longitud de la aleta en esta aplicación es de $L_f = 43 \text{ mm}$.

²⁹ ÇENGEL, Y; Transferencia de Calor, Capítulo 3, pág. 162.

³⁰ ÇENGEL, Y; Transferencia de Calor, Capítulo 3, pág. 165.

³¹ INCROPERA, F; Fundamentos de Transferencia de Calor, Anexo 1, pág. 828.

Para encontrar la eficiencia de la aleta en la figura 3.10 es necesario encontrar los siguientes dos parámetros:

$$\checkmark \frac{r_2 + \frac{1}{2}t}{r_1} = \frac{64,5 + \frac{1}{2} \cdot 3}{21,5} = 3,07$$

$$\checkmark \xi = \left(L_f + \frac{1}{2} \cdot t \right) \cdot \sqrt{h/kt} = \left(0,043 + \frac{1}{2} \cdot 0,003 \right) \cdot \sqrt{22,04/237 \cdot 0,003} = 0,248$$

Con estos datos se obtiene de la figura 3.10 que la eficiencia de la aleta anular es aproximadamente 90%.

Tabla 3.6. Datos y resultados en el cálculo del área y la eficiencia del arreglo aleteado.

Parámetro:	Valor:	Obtenido de:
N	5 aletas anulares	Figura 3.5.
\emptyset_f	0,129 m.	$\emptyset_f = \emptyset_e + 2 \cdot L_f$
A_f	0,02323 m ² .	$A_f = \pi \cdot (\emptyset_f^2 - \emptyset_e^2)/2$
A_L	0,009456 m ² .	$A_b = \pi \cdot \emptyset_e \cdot L$
A_t	0,12563 m².	Ecuación 3.6.
f	90%	Figura 3.10.
o	90,8%	Ecuación 3.5

Tabla 3.7. Datos y resultados en el cálculo de la resistencia térmica equivalente en el foco frío.

Parámetro:	Valor:	Obtenido por:
A_B	0,001075 m ² .	$A_B = \pi \cdot \emptyset_i^2/4$
k	237 [W/m · K].	Fundamentos de Transferencia de Calor. ³²

³² INCROPERA, F; Fundamentos de Transferencia de Calor, Apéndice A, Tabla A-1, pág. 828

Continuación tabla 3.7. Datos y resultados en el cálculo de la resistencia térmica equivalente en el foco frío.

Parámetro:	Valor:	Obtenido por:
h_R	1,621 [W/m ² · K]	Tabla 3.3.
h_C	11,02 [W/m ² · K]	Tabla 3.5.
e	0,003 m.	Figura 3.5.
A_{aletas}	0,12563 m ² .	Tabla 3.6.
A_L	0,009456 m ² .	Tabla 3.6.
L	0,070 m.	Figura 3.5.
H	0,040 m.	Figura 3.5.
A_P	0,001075 m ² .	$A_P = \pi \cdot \varnothing_i^2 / 4$
o	90,8%	Tabla 3.6.
$R_{Equivalente}$	0,787 $\left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right]$	Ecuación 3.2.

La tasa de transferencia de calor será entonces el resultado de la división de la diferencia de temperaturas y la resistencia térmica equivalente.

$$\dot{Q}_{sale} = \frac{(T_L - T_{amb})}{R_{Equivalente}} \quad \text{Ec. 3.9.}$$

Al introducir los datos de la tabla 3.1 se tiene que:

$$\dot{Q}_{sale} = 7,62 \text{ W.}$$

Este valor de calor rechazado es además la suma del calor entregado por el ciclo más el calor que se ha transferido por conducción desde el foco caliente. Es por esta razón que es necesario calcular de la cantidad de calor que la tubería de conexión conduce directamente desde el foco caliente al foco frío.

Se considera una tubería de cobre recta, que se encuentra entre dos zonas; una a temperatura T_H y la otra a temperatura T_L . Entre cada zona y la tubería existe una resistencia térmica de contacto. En la figura 3.11 se observa el esquema físico de

este sistema, y en la figura 3.12. se observa el sistema de resistencias equivalentes para el cálculo de transferencia de calor.

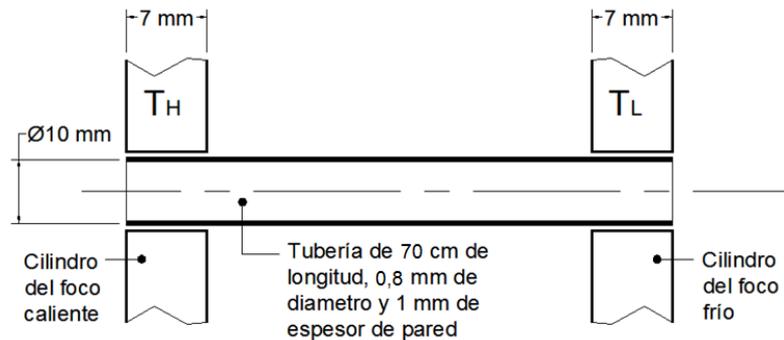


Figura 3.11.- Esquema físico de transferencia de calor por conducción en la tubería de cobre.

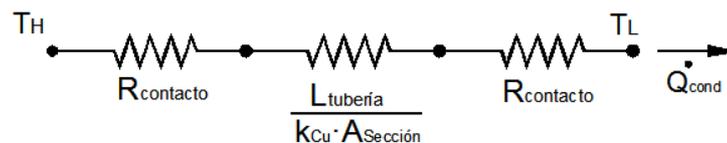


Figura 3.12.- Circuito térmico equivalente para la transferencia de calor por conducción en la tubería de cobre.

R_{contacto} : Resistencia de contacto entre el cilindro de aluminio y la tubería de cobre.

$$R_{\text{contacto}} = \frac{1}{h_{\text{contacto}} \cdot A_{\text{contacto}}}$$

h_{contacto} : Coeficiente de transferencia de calor por contacto entre dos superficies.

Con contacto entre aluminio y cobre con una presión de contacto de 15 MPa se tiene que: $h_{\text{contacto}} \cong 56000 [W/m^2 \cdot K]$.³³

A_{contacto} : Área de contacto entre el cilindro y la tubería. En este caso se tiene:

$$A_{\text{contacto}} = \pi \cdot \phi_{\text{tubería}} \cdot L_{\text{contacto}} = \pi \cdot 0,01 \cdot 0,004 [m^2] = 1,26 \times 10^{-4} [m^2]$$

k_{Cu} : Conductividad del cobre. $k_{Cu} = 401 [W/m \cdot K]$.³⁴

$A_{\text{sección}}$: Área de la sección de tubería. Se encuentra por:

³³ ÇENGEL, Y; Transferencia de Calor, Capítulo 3, Tabla 3-2, pág. 141.

³⁴ INCROPERA, F; Fundamentos de Transferencia de Calor, Apéndice A, Tabla A-1, pág. 828.

$$A_{sección} = \pi \cdot \Phi_{tubería} \cdot \text{espesor de pared} = 2,512 \times 10^{-5} \text{ [m}^2\text{]}.$$

La resistencia equivalente de este circuito se da por la suma de las tres resistencias parciales en serie:

$$R_{eq} = 2 \cdot R_{contacto} + \frac{L_{tubería}}{k_{Cu} \cdot A_{sección}}$$

Reemplazando los valores:

$$R_{eq} = 69,8 \left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right]$$

El flujo de calor por conducción es:

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{(T_H - T_L)}{R_{eq}}.$$

$$\dot{Q}_{cond} = 3,90 \text{ [W]}.$$

De esta forma, el calor rechazado por el ciclo será igual al calor que se entrega del foco frío menos el calor por conducción directa; de esta forma:

$$\dot{Q}_{rechazado} = \dot{Q}_{sale} - \dot{Q}_{cond}$$

$$\dot{Q}_{rechazado} = 3,72 \text{ W}.$$

La tasa de transferencia de calor rechazado por el ciclo es el resultado de multiplicar la frecuencia de giro del motor por el calor de salida en cada revolución.

$$\dot{Q}_{rechazado} = Q_{salida \text{ del ciclo}} \cdot f$$

$$f = \frac{\dot{Q}_{rechazado}}{Q_{salida \text{ del ciclo}}}$$

$$f = 1,26 \text{ Hz}$$

Estos resultados son posibles si se cumple con las condiciones que se asumieron inicialmente. Debe cumplirse sobre todo que la transferencia de calor por conducción a través de la tubería sea mínima con respecto al calor que se extrae del ciclo.

3.1.2. ANÁLISIS EN EL FOCO CALIENTE

3.1.2.1. ANÁLISIS GENERAL DE LOS ELEMENTOS DEL FOCO CALIENTE.

3.1.2.1.1. Cilindro de Presión.

En el foco caliente no se realiza el análisis en base a resistencia del material, ya que en la sección 3.1.1 se realizó el análisis de resistencia a la presión para el cilindro frío y se estableció que el espesor de pared es de 3 mm. El cilindro de presión del foco caliente está sometido a condiciones similares de presión, por lo que se establece que el espesor de 3 mm es también conveniente en este elemento.

3.1.2.1.2. Pistón.

El pistón en el foco caliente es similar al del foco frío en cuanto a geometría y resistencia a presión. Sin embargo, es necesario tomar en cuenta que la temperatura de trabajo es mayor por lo que la holgura de los anillos y la holgura entre el cilindro y el pistón deben ser mayores.

1. La cabeza del pistón del foco caliente también tiene una pequeña concavidad direccionar el fluido hacia el punto de entrada y salida de gas.
2. La zona de aros presenta 3 ranuras de 3 mm de altura y 3 mm de profundidad para alojar a los 3 anillos o segmentos elásticos de teflón.
3. El alojamiento del Bulón se diseña con un diámetro de 10 mm. El bulón entrará en apriete en su alojamiento del pistón y en holgura en el alojamiento de la biela.
4. Falda. En el diseño presente se tiene una falda de 24 mm.

El diámetro del pistón debe ser ligeramente menor al diámetro interior del cilindro, ya que debe tener una holgura adecuada para lograr la inserción del pistón dentro del cilindro y para corregir el posible en caso de que el pistón se encuentre unos grados más caliente que el cilindro.

El valor del diámetro del pistón dilatado es igual a:

$$\phi_{dilatado} - \phi_i = \alpha_{Al} \cdot \phi_i \cdot (T_{pistón\ caliente} - T_{pistón\ frío})$$

Para un diámetro del pistón de 37 mm, y con el coeficiente de dilatación térmica del aluminio: $\alpha_{Al} = 23 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ³⁵ se tendrá que por cada diez grados centígrados de diferencia entre el diámetro del cilindro y el del pistón, existe una diferencia de diámetros de: 0.0085 mm. Tomando en cuenta este criterio, se elige una holgura entre pistón y cilindro de 0.030 mm. Esta holgura ayuda a reducir sustancialmente la pérdida de presión en el sistema, además es adecuada para cuando se tiene diferencias de temperatura entre el pistón y el cilindro de hasta 35°C.

3.1.2.1.3. Anillos o segmentos elásticos en el foco caliente.

Los anillos elásticos se obtienen de un anillo de diámetro exterior de 40mm, similar al de la figura 3.13.

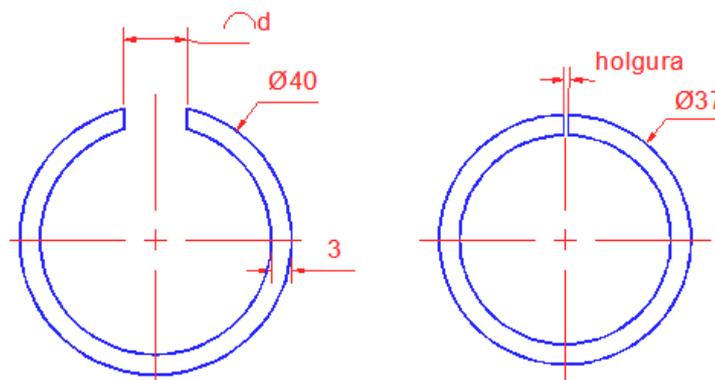


Figura 3.13.- Esquema del anillo elástico de teflón.

El perímetro que debe tener el anillo en trabajo es igual al de los anillos del foco frío:

Cuando el pistón se encuentra en trabajo tiene una longitud mayor que al momento de instalarlo, debido a la dilatación térmica. El coeficiente de dilatación térmica del teflón es: $\alpha_{Teflón} = 122 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ³⁶.

El perímetro del anillo al estar frío es:

³⁵ GERE, J; Resistencia de Materiales, Timoshenko, 5ª Edición; Tabla H-4.

³⁶ <http://www.broncesval.com/catalogo/index.asp?categoria=5&producto=39>

Perímetro en frío = 112,3 mm

Esto quiere decir que se tendrá una holgura de unos 4 mm cuando se instale el anillo en frío; de esta manera, se tendrá un cierre hermético en trabajo.

Ya que el anillo se obtiene de un cilindro de 40 mm de diámetro, se debe retirar un arco de longitud, $d = 13,4\text{mm}$.

3.1.2.2. ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL FOCO CALIENTE.

El circuito de resistencias aplicable para el foco caliente se obtiene a partir del esquema físico representado en la figura 3.14.

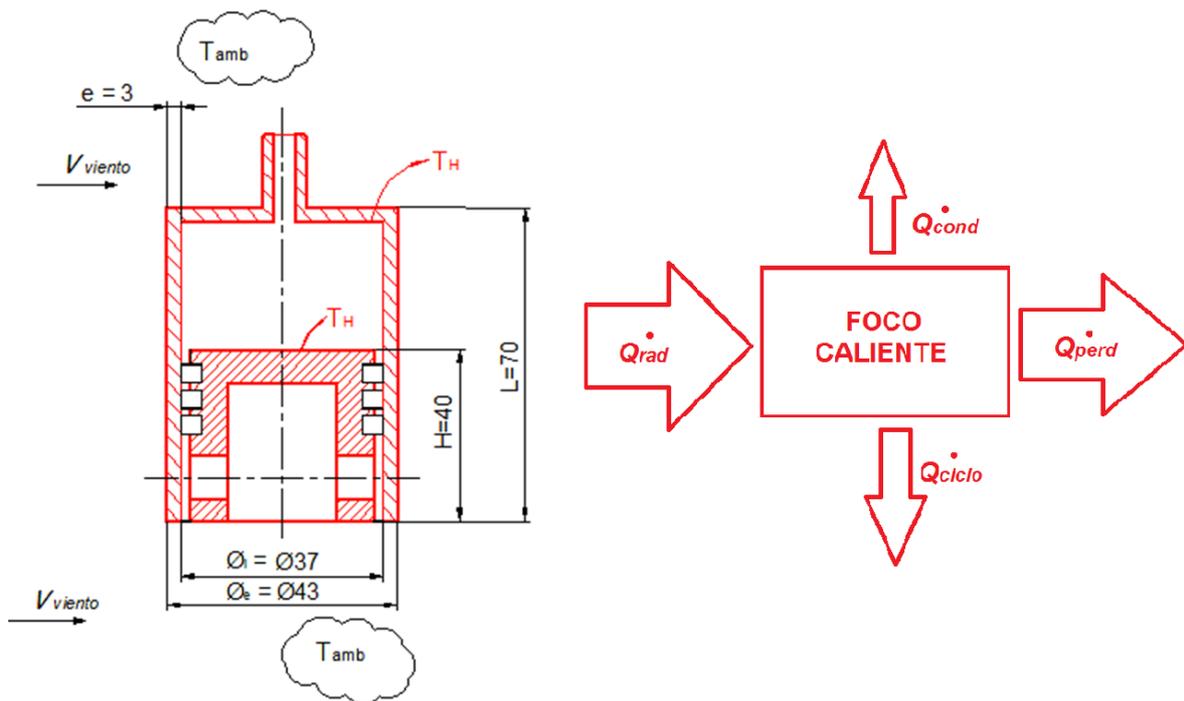


Figura 3.14.- Esquema físico del foco caliente y esquema de flujo de calor.

Como una aproximación, se asume que la temperatura interna en las paredes de la cámara caliente es igual a la temperatura alta del ciclo T_H .

En el foco caliente, existe un flujo de calor hacia el interior del sistema y además existe una constante fuga de calor debido a los fenómenos de convección y de

radiación a través de: la base del cilindro (B), la zona lateral (L) y a través del pistón (P). Para resolver este problema es necesario plantear un circuito térmico equivalente correspondiente al esquema físico el foco caliente, tal como se muestra en la figura 3.15.

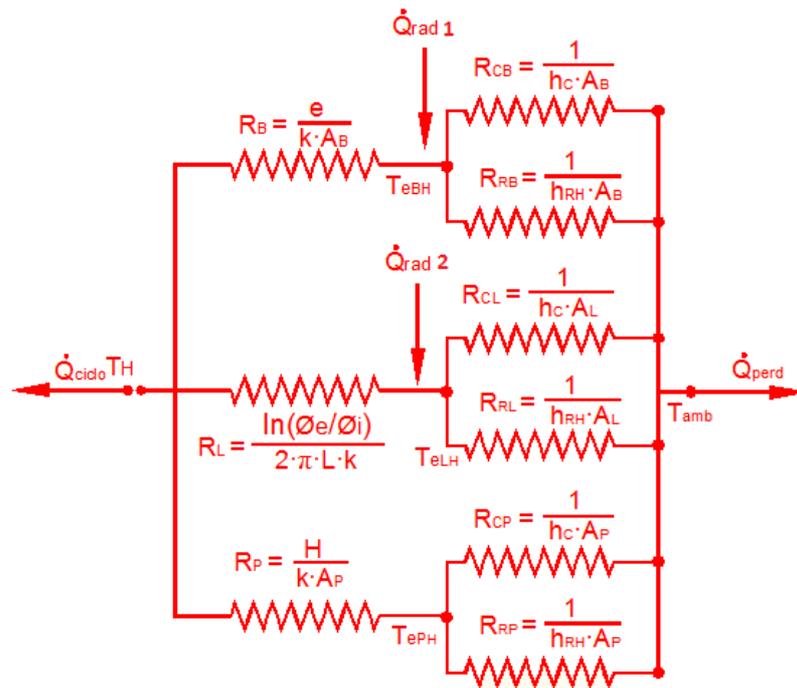


Figura 3.15.- Circuito térmico equivalente correspondiente al esquema físico del foco caliente.

En el circuito térmico de la figura 3.15. se tiene:

T_H : Temperatura de las superficies internas de la cámara. [K]

T_{eBH} : Temperatura exterior de la base del cilindro caliente. [K].

T_{eLH} : Temperatura exterior de la zona lateral del cilindro. [K]

T_{ePH} : Temperatura exterior del pistón. [K]

\varnothing_i : Diámetro interior del cilindro. [mm].

\varnothing_e : Diámetro exterior del cilindro. [mm].

e: espesor de la pared del cilindro. [mm].

H: altura el pistón. [mm].

L: longitud total del cilindro [mm].

A_B : Área de la base del cilindro. $[m^2]$. $A_B = (\pi \cdot \varnothing_i^2)/4$

A_L : Área lateral exterior plana del cilindro. $[m^2]$. $A_L = \pi \cdot \varnothing_e \cdot L$

A_P : Área de la base del pistón. $[m^2]$. $A_P = (\pi \cdot \varnothing_i^2)/4$

h_C : coeficiente de transferencia de calor por convección. $[W / m^2 \cdot K]$

h_{RH} : coeficiente de transferencia de calor por radiación en el foco caliente. $[W / m^2 \cdot K]$

k : conductividad térmica del material. $[W / m \cdot K]$

Para facilitar la deducción y utilización de ecuaciones se asume que las temperaturas exteriores de la base (T_{eBH}) y de la zona lateral (T_{eLH}) son iguales. Esto no genera una desviación considerable, gracias a que la conductividad del calor en el aluminio es bastante alta. En la figura 3.16 se observa esta consideración.

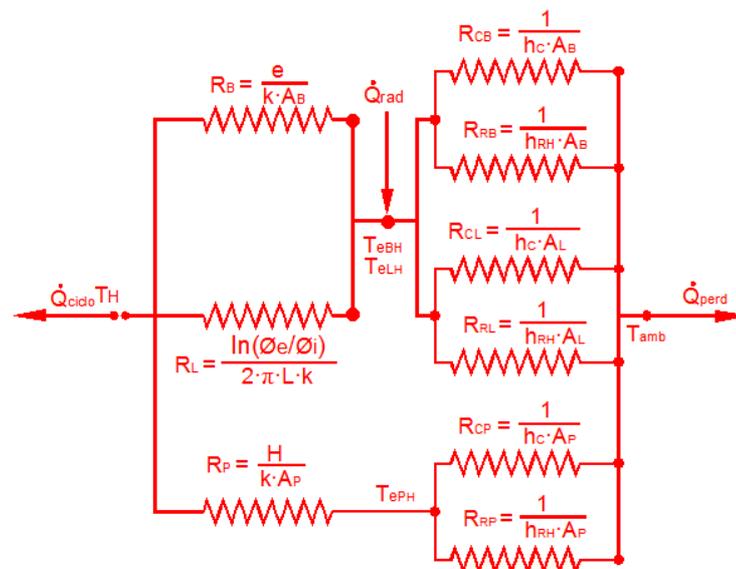


Figura 3.16.- Reducción del circuito térmico de la figura 3.12.

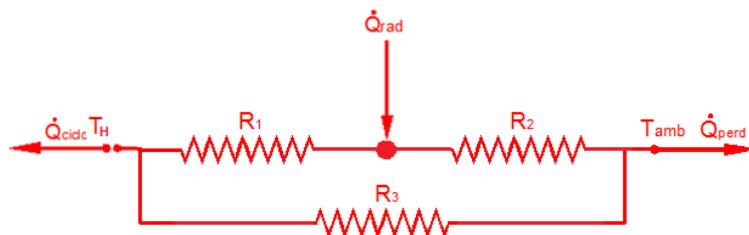


Figura 3.17.- Reducción del circuito térmico de la figura 3.16.

El circuito de la figura 3.16 se reduce al de la figura 3.17 con las siguientes resistencias:

$$R_1 = \frac{e \cdot \ln(\varnothing_e / \varnothing_i)}{k \cdot A_B \cdot \ln(\varnothing_e / \varnothing_i) + 2 \cdot \pi \cdot L \cdot k \cdot e} \quad \text{Ec. 3.10.}$$

$$R_2 = \frac{1}{(A_L + A_B) \cdot (h_C + h_{RH})} \quad \text{Ec. 3.11.}$$

$$R_3 = \frac{k + H \cdot (h_C + h_{RH})}{A_P \cdot k \cdot (h_C + h_{RH})} \quad \text{Ec. 3.12.}$$

En el circuito de la figura 3.16 se observa que:

$$\dot{Q}_{rad} = \dot{Q}_{ciclo} + \dot{Q}_{perd} + \dot{Q}_{cond} \quad \text{Ec. 3.13.}$$

El valor de \dot{Q}_{ciclo} es igual al calor que debe entrar al ciclo multiplicado por la frecuencia de giro del motor; siendo:

$$\dot{Q}_{ciclo} = Q_{ciclo} \cdot f \quad \text{Ec. 3.14.}$$

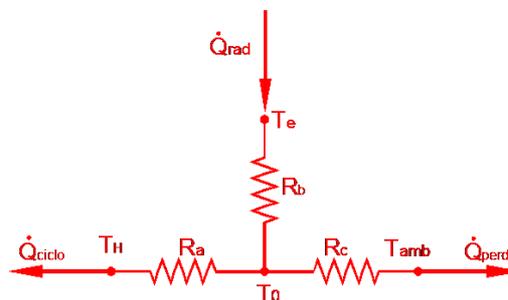


Figura 3.18.- Reducción del circuito térmico de la figura 3.17.

El esquema de la figura 3.17 es una configuración delta de resistencias térmicas, y puede transformarse en el sistema “Y” de la figura 3.18 utilizando el teorema de Kennelly.³⁷

Las resistencias mostradas en la figura 3.18 son:

$$R_a = \frac{R_1 \cdot R_3}{R_1 + R_2 + R_3} \quad \text{Ec. 3.15.}$$

$$R_b = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2 + R_3} \quad \text{Ec. 3.16.}$$

³⁷ http://es.wikipedia.org/wiki/Teorema_de_Kennelly

$$R_c = \frac{R_2 \cdot R_3}{R_1 + R_2 + R_3} \quad \text{Ec. 3.17.}$$

La temperatura T_0 de la figura 3.18 es una temperatura ficticia que se calcula utilizando un flujo conocido, en este caso el flujo de calor \dot{Q}_{ciclo} . La temperatura T_0 es:

$$T_0 = T_H + R_a \cdot \dot{Q}_{ciclo} \quad \text{Ec. 3.18.}$$

El calor que se pierde \dot{Q}_{perd} es:

$$\dot{Q}_{perd} = \frac{(T_0 - T_{amb})}{R_c} \quad \text{Ec. 3.19.}$$

La mayoría de datos necesarios para encontrar la resistencia térmica equivalente en el foco caliente ya han sido encontrados en la sección 3.1.2 correspondiente al análisis para el foco frío. El único valor que aún no se conoce es el coeficiente de transferencia de calor por radiación h_R en el foco caliente, mismo que se calcula con la ecuación 3.3.

Tabla 3.8. Datos y resultados en el cálculo del coeficiente transferencia de calor por radiación en el foco caliente.

Parámetro:	Valor:	Obtenido por:
ε	0,88	Tabla A-18 del texto de Çengel, pág 741.
σ	$5,67 \times 10^{-8} \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K}^4]$	Texto de Incropera, pág. 9
T_H	573 [K]	Tabla 3.1.
T_{alr}	295 [K]	Datos de NASA, ver Anexo 02
h_R	17,99 [W/m² · K]	Ecuación 3.3.

Tabla 3.9. Datos y resultados en el cálculo de resistencias térmicas y flujos de calor en el foco caliente.

Parámetro:	Valor:	Obtenido por:
A_B	0,001075 m ² .	$A_B = \pi \cdot \varnothing_i^2 / 4.$
k	237 [W/m · K].	Tabla A.1. de Incropera, pág. 828.
h_{RH}	17,99 [W/m ² · K]	Tabla 3.8.
h_C	11,02 [W/m ² · K]	Tabla 3.5.
E	0,003 m.	Figura 3.14
A_L	0,009456 m ² .	$A_L = \pi \cdot \varnothing_e \cdot L.$
L	0,070 m.	Figura 3.14.
H	0,040 m.	Figura 3.14.
A_P	0,001075 m ² .	$A_P = \pi \cdot \varnothing_i^2 / 4.$
R_1	1,2845x10 ⁻³ $\left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}\right]$	Ecuación 3.10.
R_2	3,273 $\left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}\right]$	Ecuación 3.11.
R_3	32,223 $\left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}\right]$	Ecuación 3.12.
R_a	1,166 x10 ⁻³ $\left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}\right]$	Ecuación 3.15.
R_b	1,184 x10 ⁻⁴ $\left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}\right]$	Ecuación 3.16.
R_c	2,971 $\left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}\right]$	Ecuación 3.17.
Q_{ciclo}	3,31 [J]	Tabla 3.1.
f	1,26 [Hz]	Sección 3.1.2.
\dot{Q}_{ciclo}	4,17 [W]	Ecuación 3.14.
T_0	300,005 [°C]	Ecuación 3.18.
\dot{Q}_{perd}	93,57 [W]	Ecuación 3.19.
\dot{Q}_{cond}	3,90 [W]	Sección 3.1.1.2.
\dot{Q}_{rad}	101,64 [W]	Ecuación 3.13.

De manera que el calor que el foco caliente debe recibir desde la parábola es:

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = 101,64 \text{ W}$$

3.1.3. DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍA DE CONEXIÓN ENTRE FOCO FRÍO Y FOCO CALIENTE.

Para conectar el volumen frío con el caliente se utiliza tubería de cobre cuyo diámetro se dimensiona para evitar pérdidas de presión excesivas que podrían reducir la potencia del motor o incluso detenerlo.

Para dimensionar la tubería se procede a utilizar el criterio recomendado en el texto “Stirling Engine Design Manual” de la “National Aeronautics and Space Administration”.

$$DP = \frac{2 \cdot f_{fr} \cdot GH^2 \cdot L_{tub}}{G1 \cdot \phi_i \cdot \rho_{gas}} \quad 38 \quad Ec. 3.20.$$

Donde:

DP: Pérdida de presión en la tubería. [MPa]

f_{fr} : Factor de fricción en la tubería.

GH: Flujo másico del fluido de trabajo por unidad de área [g/s·cm²].

L_{tub} : Longitud de la tubería de conexión. [cm]

G1: Constante de conversión = 10⁷ [g/(MPa·seg²·cm)].

ϕ_i : Diámetro interno de la tubería [cm].

ρ_{gas} : Densidad del fluido de trabajo a temperatura intermedia [g/cm³]

Para el cálculo se plantea una pérdida de presión admisible del 5% de la diferencia entre los valores de presión máxima y presión media del sistema que se encuentran en la tabla 3.1.

$$DP = 0,05 \cdot (96668 - 71994) [Pa] = 1233,7 [Pa]$$

³⁸ NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION; Stirling Engine Design Manual; pág 108.

La densidad se calcula en con la presión atmosférica y la temperatura intermedia entre la máxima y la mínima del ciclo: 164°C.

$$\rho_{gas} = 0,00079925 \left[\frac{g}{cm^3} \right]^{39}$$

Se asume que la masa que atraviesa la tubería en cada ciclo es igual a la masa que maneja el motor. Este valor se encuentra en la tabla 3.1 de esta sección.

El flujo másico máximo se calcula con el producto de la masa que atraviesa la tubería en cada ciclo, por el número de ciclos en un segundo.

$$\dot{m} = \text{masa por cada ciclo} \cdot \text{Frecuencia}$$

$$\dot{m} = 0,04033 [g] \cdot 1,26 [s^{-1}] = 0,0508 [g/s]$$

A continuación se realiza un cálculo iterativo asumiendo el diámetro interior de la tubería para conocer la pérdida de presión que produce, y si esta pérdida es mayor que la admisible se procede a recalculer con un diámetro mayor. Inicialmente se asume que el diámetro interior es de 3 mm.

El flujo másico por unidad de área para el diámetro asumido es:

$$GH = 0,7189 \left[\frac{g}{s \cdot cm^2} \right]$$

Con el flujo másico se calcula el número de Reynolds para conocer si el flujo en la tubería es laminar o turbulento.

$$Re_D = \frac{vel \cdot D \cdot \rho}{\mu} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D \cdot \mu}$$

De la tabla A.4 del texto Fundamentos de Transferencia de Calor de Incropera, se obtiene la viscosidad por interpolación: $\mu = 2,453 \times 10^{-5} \left[\frac{N \cdot s}{m^2} \right]$.

³⁹ INCROPERA, F; Fundamentos de Transferencia de Calor; pág 839.

La longitud de la tubería es de 70 cm, e inicialmente se asume un diámetro interior de la tubería igual a 3 mm.

El número de Reynolds es:

$$Re_D = \frac{4 \cdot 5,08 \times 10^{-5}}{\pi \cdot (0,003) \cdot (2,453 \times 10^{-5})} = 878,93$$

Ya que el flujo resulta ser laminar, se calcula el factor de fricción por:

$$f_{fr} = \frac{64}{Re_D}$$

$$f_{fr} = 0,073$$

Reemplazando los valores:

$$DP [MPa] = \frac{2 \cdot (0,073) \cdot \left(0,7189 \left[\frac{g}{s \cdot cm^2}\right]\right)^2 \cdot 70 [cm]}{10^7 \left[\frac{g}{MP \cdot s^2 \cdot cm}\right] \cdot (0,3 [cm]) \cdot 0,00079925 \left[\frac{g}{cm^3}\right]}$$

$$DP = 2,203 [KPa]$$

En vista de que el valor calculado es mucho mayor que el admisible, se vuelve a calcular ahora con un diámetro de 3,5mm.

Del nuevo cálculo se obtiene:

$$GH = 0,52807 \left[\frac{g}{s \cdot cm^2}\right]$$

$$Re = 753,37$$

$$f = 0,085$$

$$DP = 1,186 [KPa].$$

Ya que este valor es menor que la pérdida admisible, se concluye que se puede aplicar una tubería con un diámetro interno de al menos 3,5mm.

3.1.4. DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DEL CIGÜEÑAL.

El cigüeñal es un elemento mecánico que permite transformar el movimiento lineal alternativo de un elemento en un movimiento rotacional. Esta transformación se logra aprovechando el principio del mecanismo biela-manivela. La geometría de este elemento consiste de un eje con codos excéntricos y contrapesos. El codo excéntrico permite que la biela entregue la fuerza a una distancia del eje de rotación del cigüeñal, logrando así crear un torque para alcanzar el movimiento rotacional. Los contrapesos tienen la función de balancear al cigüeñal para reducir las vibraciones producto de un desbalanceo del motor. En la figura 3.19 se muestra un esquema del cigüeñal utilizado en la aplicación presente con las partes que lo conforman:

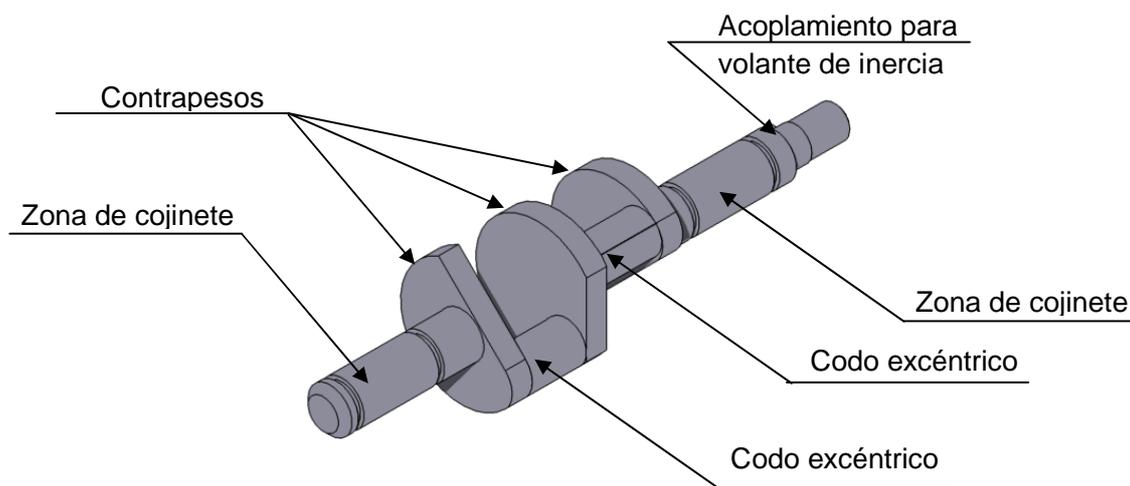


Figura 3.19.- Partes de un cigüeñal.

El diseño y el dimensionamiento de un cigüeñal se lleva a cabo en base a los requerimientos específicos; estos son:

- Requiere dos codos separados angularmente 90° .
- El eje de cada codo debe estar a 12 mm. del eje del cigüeñal para lograr una carrera de 24 mm.
- El cigüeñal debe dos zonas para poder ubicar los cojinetes de bancada, uno a cada lado del cigüeñal.
- Debe permitir el acoplamiento con un volante de inercia en uno de sus extremos.

- Las dimensiones constructivas y el material seleccionado deben dar la resistencia adecuada y deben permitir construir este elemento por los métodos de fabricación disponibles en el medio.
- Debe estar balanceado.

Para cumplir esto se diseña un cigüeñal con dos codos separados angularmente 90° , con una excentricidad de 12 mm y una longitud de 16 mm cada uno. Por razones constructivas, el diámetro de cada uno de los codos es de 12 mm.

El eje central tiene un diámetro de 13 mm y cada la zona de cojinetes tiene una longitud de 22 mm. En esta zona tiene también ranuras como las que se observan en la figura 3.20, mismas que son ranuras de alojamiento para seguros de eje. Las dimensiones de estas ranuras son: 1,5 mm de longitud y 1,5 mm de profundidad

El acoplamiento para el volante de inercia se da gracias a una pequeña chaveta soldada al eje cigüeñal y una zona roscada a UNF 3/8”.

Los contrapesos se encargan del balanceo del cigüeñal. Se alcanza el balanceo cuando el centro de gravedad coincide con el eje de rotación. El análisis del centro de gravedad se puede realizar manualmente o con la ayuda de algún software. En este caso se opta por utilizar el programa *Autodesk Inventor Professional 2009*.

El procedimiento para lograr el balanceo del cigüeñal como elemento individual es el siguiente:

1. Se crea el esquema en 3 dimensiones del cigüeñal con las medidas indicadas anteriormente. Los tres contrapesos que se observan en la figura 3.20 tienen un diámetro de 36 mm y un espesor de 6 mm. El esquema inicial del cigüeñal es el siguiente:

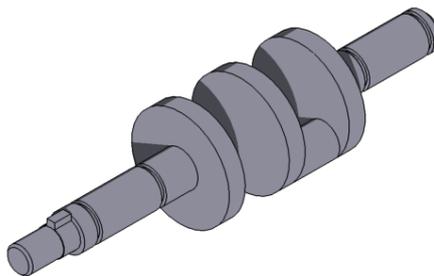


Figura 3.20.- Esquema inicial del cigüeñal.

2. En la barra de navegación del elemento hacer click con el botón derecho del mouse en el nombre del elemento, y seleccionar el comando “iProperties”.
3. En las propiedades del elemento, seleccionar el tipo de material “Steel” en la ficha “Physical”. En esta misma ventana presionar el botón Update.

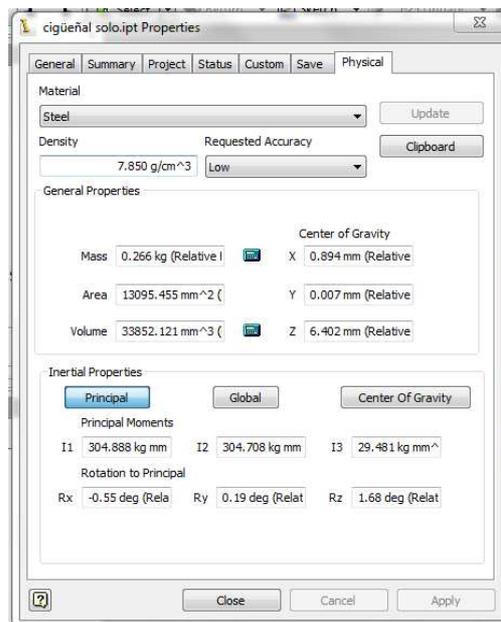


Figura 3.21.- Ventana de propiedades del elemento.

4. Observar las coordenadas del centro de gravedad. En este caso, ya que la el eje de rotación es paralelo al eje Z, se debe llegar a tener que la posición del centro de gravedad en los ejes X y Y sea lo más cercana posible a cero.
5. Ya que el centro de gravedad no coincide con las coordenadas (0,0) en los ejes X y Y, se debe retirar material en el modelo virtual de las zonas que generan el desbalanceo. Las zonas que generan el desbalanceo son básicamente los codos. Por esta razón se retira material del contrapeso opuesto a cada codo como se observa en la figura 3.22.

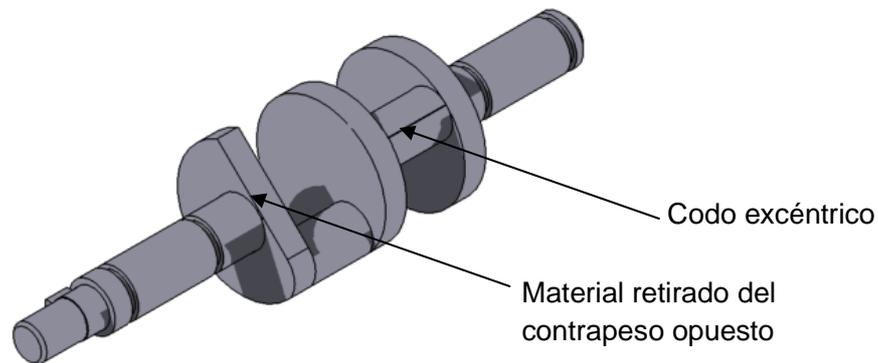


Figura 3.22.- Procedimiento para retirar material del contrapeso opuesto a un codo excéntrico.

6. Se repite el paso 5 con el otro codo excéntrico.
7. Se repite los pasos 3 y 4 para conocer la posición del centro de gravedad. Se retira más o menos material del modelo virtual con la finalidad de alcanzar el objetivo de que las coordenadas del centro de gravedad en los ejes X y Y lo más cercanas a cero posibles.

Por medio del procedimiento especificado en los pasos del 1 al 7 de esta sección se dimensiona los contrapesos del cigüeñal, estableciéndose que los contrapesos laterales de diámetro 36 mm deben perder material equivalente a una distancia de 11 mm desde la circunferencia en la zona que corresponde al codo excéntrico opuesto como se ilustra en la figura 3.23. Con estas modificaciones se obtiene que el centro de gravedad se encuentra en las coordenadas: $(X;Y;Z)=(-0,057;0,008;6,802)[\text{mm}]$. Las dimensiones finales del cigüeñal se encuentran con mayor detalle en el plano correspondiente en el anexo 06.

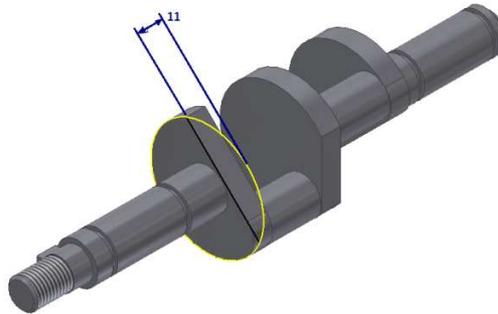


Figura 3.23.- Material retirado para lograr el balanceo del cigüeñal.

3.1.5. DISEÑO DEL VOLANTE DE INERCIA.

El volante de inercia es un elemento mecánico pasivo que se encarga de almacenar energía cinética rotacional en un sistema y de esta manera reduce las variaciones en la velocidad de rotación del eje. Es decir, este elemento se encarga de conservar la rotación de un eje a una velocidad casi constante. Su aplicación se da en compresores alternativos, prensas, troqueladoras, motores y otras máquinas que trabajan con movimiento rotacional.

En los motores; y por lo tanto en la aplicación presente, se requiere que el volante de inercia almacene la energía que el cigüeñal le entrega en la fase de generación de trabajo, y que devuelva una parte de esta energía para hacer girar al cigüeñal y entregándole el trabajo necesario para continuar con el ciclo termodinámico.

La energía cinética rotacional almacenada en el volante de inercia está dada por:

$$K_R = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega^2. \quad 40$$

Donde:

: Energía cinética rotacional. [J]

: Momento de inercia. [kg·m²]

: Velocidad angular. [rad/s²]

La fórmula general para calcular el momento de inercia es:

. 41

Ec. 3.21.

⁴⁰ SERWAY, R; Física para Ciencias e Ingeniería; Capitulo 10; pág. 300.

⁴¹ SERWAY, R; Física para Ciencias e Ingeniería; Capitulo 10; pág. 300.

Donde:

m_i : Pequeña porción de masa de un elemento. [kg]

r_i : Posición de la porción de masa m_i con respecto al eje de rotación del elemento.
[m]

En la ecuación 3.21 se observa que el momento de inercia de una porción del elemento es directamente proporcional a su masa y directamente proporcional al cuadrado de su posición con respecto al eje de rotación. Un volante gana momento de inercia cuando tiene mayor masa, aunque esto implica un mayor peso y por lo tanto mayores pérdidas por rozamiento. También se puede tener mayor inercia si se utiliza menos masa pero con mayores diámetros; es decir, concentrando la mayor cantidad de masa en la periferia del volante de inercia.

Estos criterios físicos son tomados en cuenta en el diseño de los volantes de inercia para obtener la inercia necesaria y la menor masa posible. En la presente aplicación se tiene una gran limitación de espacio, por lo que el volante de inercia no puede ser excesivamente grande.

Otra función del volante de inercia en el presente proyecto, es controlar el desbalanceo que se produce debido a los pesos de bielas, pistones y bulones. Debido a estos elementos y al movimiento continuo del motor, se tiene un desbalanceo diferente en cada posición angular del cigüeñal, de manera que es necesario realizar un análisis minucioso de estas condiciones. Esto se lo realiza utilizando el programa: *Autodesk Inventor Professional 2009*.

1. Abrir un nuevo proyecto en el programa *Autodesk Inventor Professional 2009* y crear los esquemas tridimensionales de cada uno de los elementos del motor Stirling.
2. Definir el material de cada elemento.
3. Crear una placa circular con 7,5 mm de espesor y un diámetro de 130 mm. Este elemento debe tener un orificio de 10 mm de diámetro en el centro con un orificio rectangular para permitir el acople con la chaveta del cigüeñal. Se define el material de este elemento, que en este caso es acero.

4. Para reducir el peso del volante se retira material con 8 perforaciones simétricas de 16 mm de diámetro a una distancia de 25 mm del centro de rotación.
5. Crear un primer ensamblaje con los diferentes elementos del motor, fijando las restricciones de rotación o de traslación según sean necesarias. En algunos casos es necesario establecer más de una restricción para fijar elementos solidarios. El resultado se ilustra en la figura 3.24.

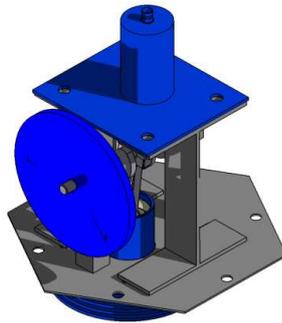


Figura 3.24.- Primer ensamblaje del motor Stirling.

6. Entrar al módulo “*Dinamic Simulation*” que se encuentra en el menú “*Aplications*” del programa. Este módulo permite observar el movimiento y analizar características como: posición, velocidad, aceleración, fuerza y torque.
7. En la barra de navegación del proyecto se define gravedad como una carga externa. Se orienta la fuerza de la gravedad en la dirección adecuada; en este caso en la dirección ‘-Z’. Esto se ilustra en la figura 3.25.

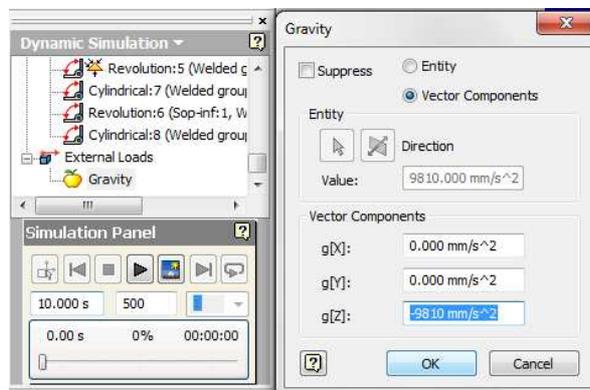


Figura 3.25.- Establecimiento de la gravedad como característica del entorno.

8. Presionar el botón “*Dynamic Part Motion*”. Esto inicia la simulación dinámica en la que se puede definir el grado de amortiguamiento del sistema. Se define un amortiguamiento medio. En la figura 3.26 se muestra la ventana del simulador dinámico.

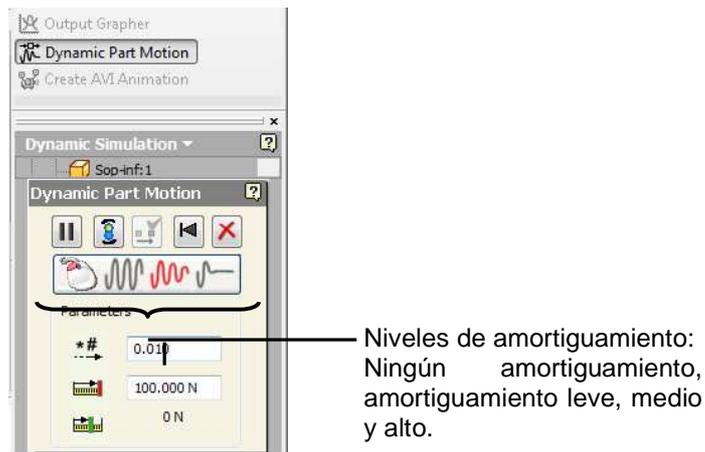


Figura 3.26.- Ventana de manejo de “*Dynamic Part Motion*”.

9. Al iniciar la simulación dinámica con un nivel de amortiguamiento medio se inicia un movimiento debido al desbalanceo natural que produce el peso de los diferentes elementos acoplados al cigüeñal.
10. Observar la posición en la que se detiene la rotación del motor. En esta posición, se tiene que el desbalanceo se concentra en la zona del volante de inercia que está bajo el eje de rotación, como se observa en la figura 3.27.

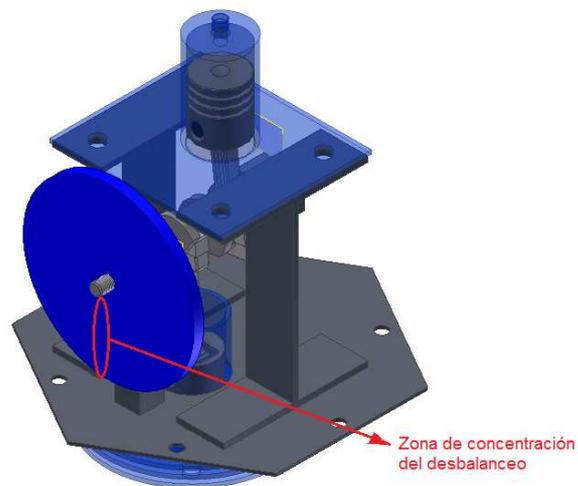


Figura 3.27.- Posición final debido al desbalanceo.

11. Detener la simulación y volver al ensamblaje en el menú “*Applications*” el comando “*Assembly*”.
12. Modificar la forma del volante de inercia reduciendo su masa en la zona en la que se concentra el desbalanceo. Una vez hecho esto actualizar el ensamblaje y volver al módulo de simulación dinámica.
13. Presionar el botón “*Output Grapher*” en la barra de comandos. Este graficador permite observar las características del movimiento. En la ventana del graficador, seleccionar la junta de rotación entre el cigüeñal y el soporte y habilitar la detección de posición como se indica en la figura 3.28.

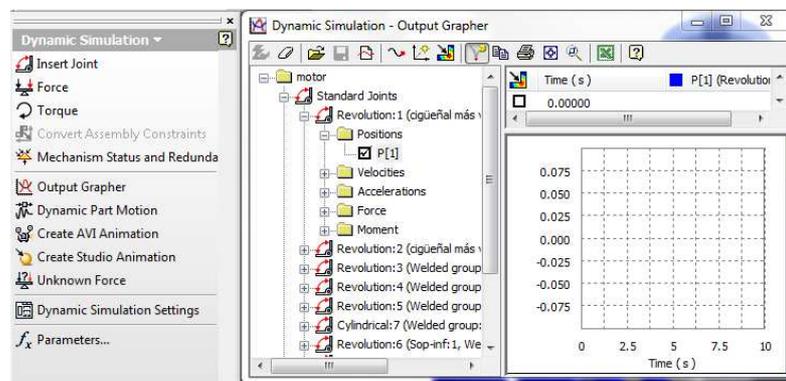


Figura 3.28.- Configuración del graficador.

14. Iniciar la simulación presionando el botón “*Run*” del panel de simulación. Observar la función periódica de la posición angular del cigüeñal en función del tiempo. Esta forma del movimiento se debe al desbalanceo del sistema, y presenta una mayor frecuencia cuando el desbalanceo es mayor. Esto quiere decir que para reducir el desbalanceo se debe reducir la frecuencia de oscilación del volante, y esto se logra retirando más o menos material de diferentes zonas del volante.

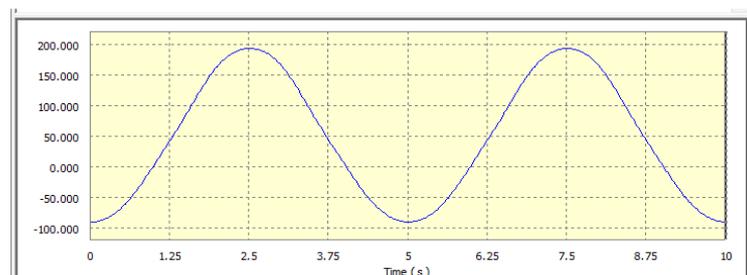


Figura 3.29.- Variación de la posición angular en función del tiempo.

15. Se repetir los pasos del 5 al 14 hasta alcanzar la frecuencia de oscilación más baja posible.
16. Al final, el resultado obtenido es el que se muestra en las figuras 3.30 y 3.31. Las dimensiones del volante de inercia y de sus perforaciones se encuentran con todo detalle en los planos del anexo 06.

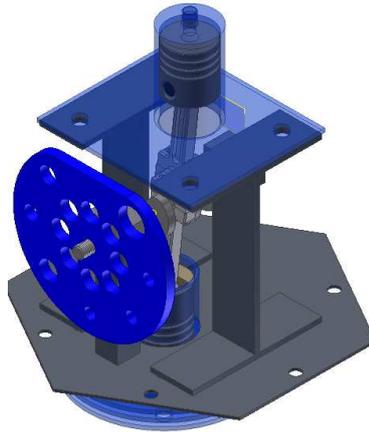


Figura 3.30.- Ensamble con la forma final del volante de inercia.

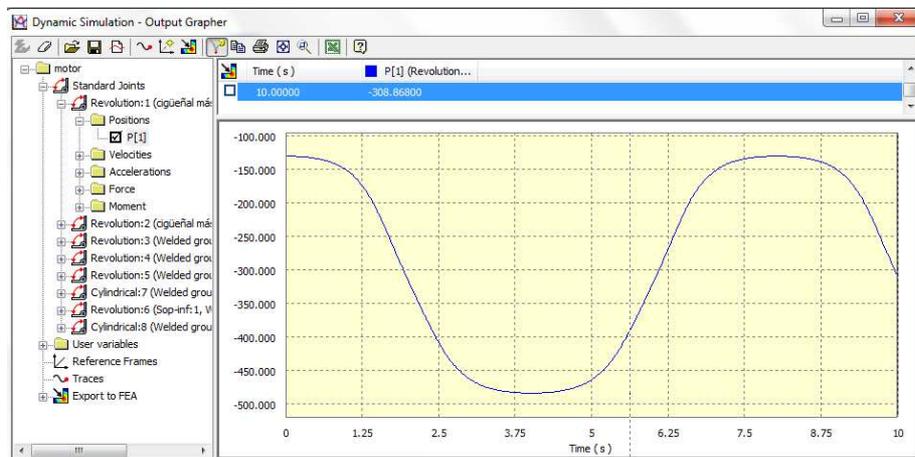


Figura 3.31.- Posición angular en función del tiempo con la geometría final del volante de inercia.

3.2. CONSTRUCCIÓN DEL MOTOR STIRLING TIPO ALFA.

Los elementos del motor Stirling tipo alfa, fueron fabricados en su mayor parte por los realizadores de esta tesis en los talleres de Máquinas Herramientas y Tecnología de

Soldadura de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional con la colaboración de ingenieros y técnicos que laboran en dichas dependencias.

A continuación se realiza una breve descripción de cómo se construyó cada unidad del motor Stirling tipo alfa, cuyos planos de taller y montaje se detallan en el anexo 6. Esta información se respalda con textos de dibujo mecánico ⁴². Asimismo se puede apreciar si están en holgura o apriete ⁴³ y su acabado superficial ⁴⁴.

3.2.1. CILINDRO DE PRESIÓN PARA EL FOCO CALIENTE.

Cantidad: 1.

Descripción de la construcción:

1. Utilizar un eje sólido de aluminio de diámetro 44.4mm y una longitud de 140mm. Además una placa de aluminio de 130mm x 130mm x 3mm.
2. Realizar un torneado interior en el torno CNC (Anexo 04), hasta llegar a 37mm de diámetro interior.
3. Realizar agujeros en la placa de aluminio. Como los que se indican en la figura 3.32.

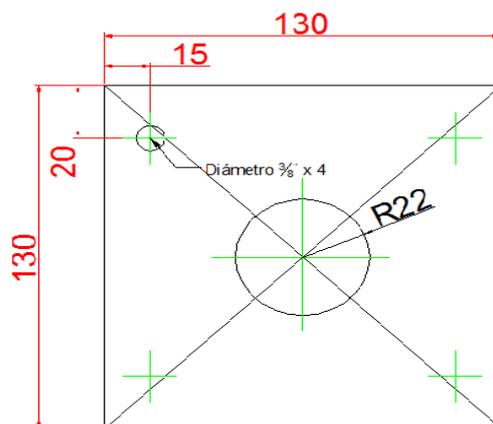


Figura 3.32.- Placa inferior para el foco caliente.

4. Soldar la placa de aluminio a la boca del cilindro, obteniéndose la siguiente estructura:

⁴² VARGAS, J; Fundamentos y ejercicios de dibujo mecánico, EPN, págs. D55, D56, D57, D58, D59.

⁴³ VARGAS, J; Fundamentos y ejercicios de dibujo mecánico, EPN, págs. D55, D56, D57, D58, D59.

⁴⁴ VARGAS, J; Fundamentos y ejercicios de dibujo mecánico, EPN, págs. D61, D62, D63.



Figura 3.33.- Cilindro de presión del foco caliente.

3.2.2. CILINDRO DE PRESIÓN PARA EL FOCO FRÍO.

Cantidad: 1.

Descripción de la construcción:

1. Utilizar un eje sólido de aluminio de diámetro 44.4mm y una longitud de 140mm. Además una placa de aluminio de 350mm x 450mm x 3mm.
2. Tornear en torno CNC el eje hasta obtener 37mm de diámetro interior.
3. Las aletas son de forma trapezoidal y se sueldan al cilindro frío obteniéndose la figura 3.34:

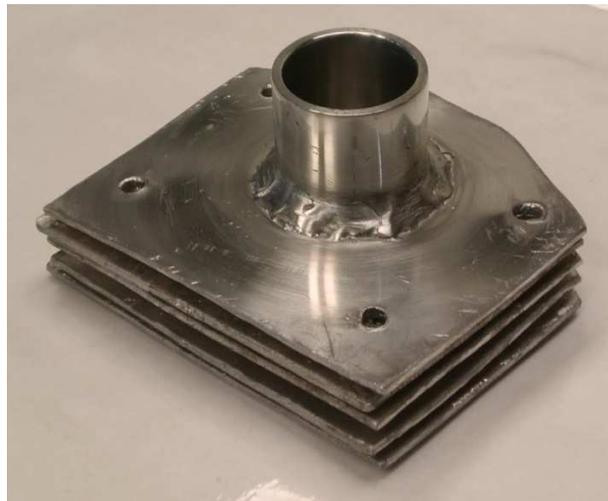


Figura 3.34.- Cilindro de presión del foco frío.

3.2.3. PISTÓN.

Cantidad: 2.

Descripción de la construcción:

1. Utilizar un eje sólido de aluminio de diámetro 40mm y una longitud de 140mm.
2. Realizar el alojamiento de la cabeza de biela y el agujero para el bulón en una fresadora.
3. Tornear en torno CNC (Anexo 04), hasta obtener las medidas de diámetro exterior, distancia entre canales para anillos y diámetro de canales para anillos de pistones. El resultado se muestra en la figura 3.35.



Figura 3.35.- Pistón.

3.2.4. ANILLOS ELÁSTICOS DE TEFLÓN.

Cantidad: 6.

Descripción de la construcción:

1. Utilizar un eje sólido de teflón de diámetro 50mm y una longitud de 50mm.
2. Cilindrar interior y exteriormente hasta alcanzar un diámetro interno de 37mm y 40mm respectivamente. Además una altura de 3mm como se muestra en la figura 3.36.:

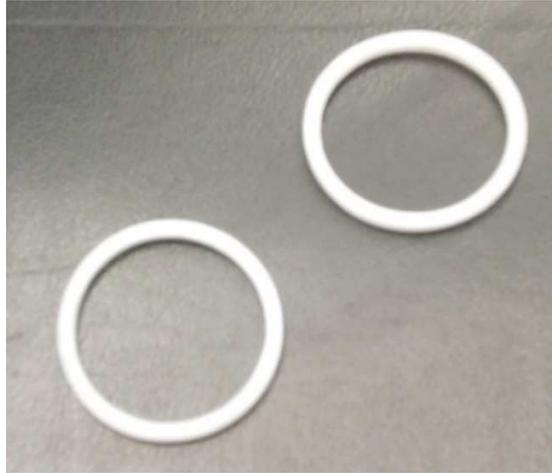


Figura 3.36.- Anillos elásticos de teflón.

3.2.5. BULÓN.

Cantidad: 2.

Descripción de la construcción:

1. Utilizar un eje sólido de acero SAE 1045 de diámetro 12.5 y una longitud de 100mm.
2. Cilindrar hasta obtener un diámetro exterior de 10.2 mm en una longitud de 35mm. Pulirlo hasta tener un elemento similar al de la figura 3.37.



Figura 3.37.- Bulón.

3.2.6. BOCÍN DE BIELA.

Cantidad: 2.

Descripción de la construcción:

1. Utilizar un eje sólido de bronce fosfórico de diámetro 20mm y una longitud de 100mm.
2. El eje es centrado, refrentado, y cilindrado tanto interior como exteriormente hasta obtener un diámetro interno de 10.3mm, y un diámetro exterior de 14mm. Cada bocín es cortado en una longitud de 16mm.
3. Para dar el acabado final se utilizan lijas de 400, 600 y 1200 granos por pulgada, como se muestra en la figura 3.38.



Figura 3.38.- Bocín para el bulón y la biela.

3.2.7. BOCÍN PARA EL SOPORTE DE DEL CIGÜEÑAL.

Cantidad: 2.

Descripción de la construcción:

1. Para realizar el bocín se necesita un eje sólido de bronce fosfórico de diámetro 20mm y una longitud de 100mm.
2. El eje es centrado, refrentado, y cilindrado tanto interior como exteriormente hasta obtener un diámetro interno de 13mm, y un diámetro exterior de 18mm. Cada bocín es cortado en una longitud de 22mm.
3. Para dar el acabado final se utilizan lijas de 400, 600 y 1200 granos por pulgada, como se muestra en la figura 3.39.



Figura 3.39.- Bocín para el soporte del cigüeñal.

3.2.8. CIGÜEÑAL.

Cantidad: 1.

Descripción de la construcción:

1. Utilizar un eje de acero SAE 1045 de 200mm y 38.1mm de diámetro.
2. Torneado con la ayuda de un perro de arrastre el eje hasta obtener la forma detallada en la figura 3.40.



Figura 3.40.- Torneado con perro de arrastre.

3. Además se realiza un roscado exterior UNF 3/8" en una de las puntas del eje para permitir el acople del volante de inercia. Además con la finalidad de balancear al eje, se realizan fresados en las separaciones entre ejes. Esto se ilustra en la figura 3.41.



Figura 3.41.- Cigüeñal.

3.2.9. VOLANTE DE INERCIA.

Cantidad: 1.

Descripción de la construcción:

1. Utilizar una placa de acero 1045 de diámetro 140mm y 8.2mm de espesor.
2. Tornear hasta obtener un diámetro de 130mm. El espesor del disco es de 7.5 mm.
3. Balancear el volante de inercia, realizando perforaciones de diferentes diámetros y distancias del centro de la pieza. Además un fresado tangente a la circunferencia del volante de inercia hasta formar un elemento similar al de la figura 3.42.



Figura 3.42.- Volante de Inercia.

3.2.10. BIELA.

Cantidad: 2.

Descripción de la construcción:

1. Utilizar un eje rectangular sólido de acero SAE 1045 de 25mm x 25mm x 100mm.
2. Limar hasta tener como dimensiones: 8x14x80mm.
3. Fresar la parte central del paralelepípedo de 6mm de ancho con profundidad de 4mm y 52mm de longitud en caras opuestas.
4. Perforar un agujero de 14mm de diámetro en la parte superior del elemento.
4. Construir el acople entre la biela y el cigüeñal con un eje rectangular de acero SAE 1045 de 44.4x25.4x60mm.
5. Utilizar cierra, limadora y pulidora hasta tener un elemento de 38x14x14mm.
6. Perforar agujeros pasantes de 4mm cada uno para sujetar la cabeza de biela que se conjuga con el cigüeñal.
7. Soldar la cabeza de biela al eje fresado y conformar una figura similar a la 3.43.

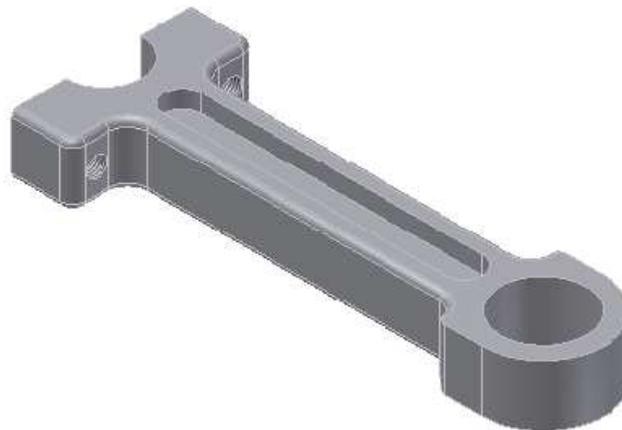


Figura 3.43.- Esquema biela.

3.2.11. SOPORTE PARA EL CIGÜEÑAL.

Cantidad: 1.

Descripción de la construcción:

1. Utilizar: tubo cuadrado de 19.05mm y longitud de 80mm, un eje cuadrado sólido de 30mm de lado y 40mm de longitud y una placa cuadrada de acero SAE 1010 de 250mm de lado y 3mm de espesor.
2. El eje cuadrado obtener dimensiones de 30mm x 22mm x 24mm. Perforar en la cara de 30mm x 24mm un agujero pasante de 12mm de diámetro.
3. Perforar 4 agujeros pasantes de 4mm de diámetro en la cara sobrante. Cortar a la mitad la cara donde se tiene el agujero de 12mm de diámetro.
4. Soldar al tubo cuadrado las piezas obtenidas del eje cuadrado.
5. Trazar una circunferencia de diámetro 231mm, formar un hexágono, cortar la pieza y en la parte central de cada lado perforar 10mm de diámetro.
6. Soldar a la placa hexagonal el tubo cuadrado logrando la pieza mostrada en la figura 3.44.

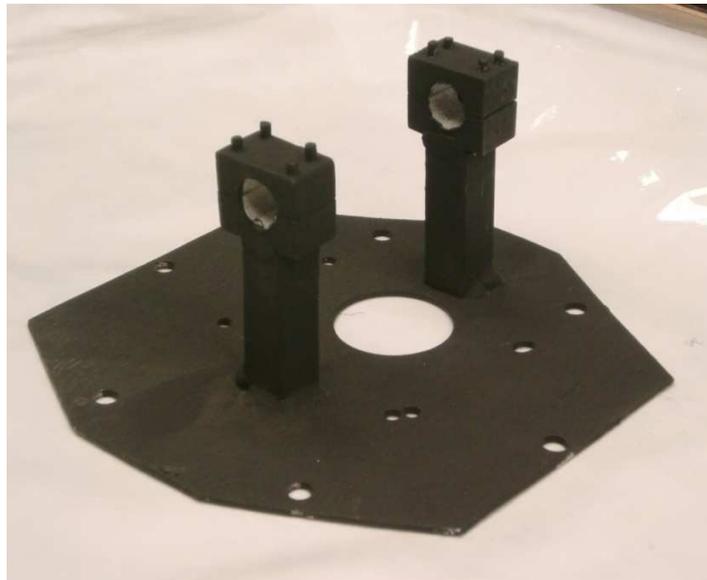


Figura 3.44.- Soporte del cigüeñal.

3.2.12. SOPORTE SUPERIOR (FOCO CALIENTE).

Cantidad: 2.

Descripción de la construcción:

1. Utilizar pletina de 350mm x 30mm x 3mm, cortarla en 3 partes con las siguientes longitudes: 100mm, 100mm y 121mm.
2. Perforar en el elemento de 100mm 2 agujeros de $\frac{3}{4}$ de pulgada y en otro de iguales características, de $\frac{1}{4}$ de pulgada.
3. Soldar por los extremos a la pieza de 121mm de longitud los 2 elementos de 100mm.



Figura 3.45.- Soporte superior.

3.2.13. CONEXIÓN ENTRE LOS FOCOS CALIENTE Y FRÍO.

Cantidad: 1.

Descripción de la construcción:

1. Utilizar tubería flexible de cobre con 9,5mm de diámetro y 1500mm de longitud. Además tubería amarilla industrial de mismas dimensiones.
2. Cortar 3 pedazos de tubería de cobre de 40mm, 40mm y 300mm de longitud cada uno. También 2 pedazos de tubería amarilla de 100mm de longitud.
3. Unir los elementos de 40mm de longitud con los de 100mm de longitud.

4. Acoplar al elemento de 1500mm de longitud la pieza anterior resultando la figura 3.46.



Figura 3.46.- Soporte superior.

3.2.14. ENSAMBLAJE DEL MOTOR STIRLING TIPO ALFA.

Se ejecutaron los siguientes pasos para ensamblar el motor Stirling:

1. Insertar el bulón en el pistón, junto con el bocín de biela y la biela en el alojamiento ubicado en la falda del pistón.
2. Tomar como bastidor de la estructura el soporte del cigüeñal.
3. Unir el cilindro del foco frío y el soporte superior mediante pernos Allen de 3/8"x3", tuercas y arandelas como se indica en la figura 3.47.

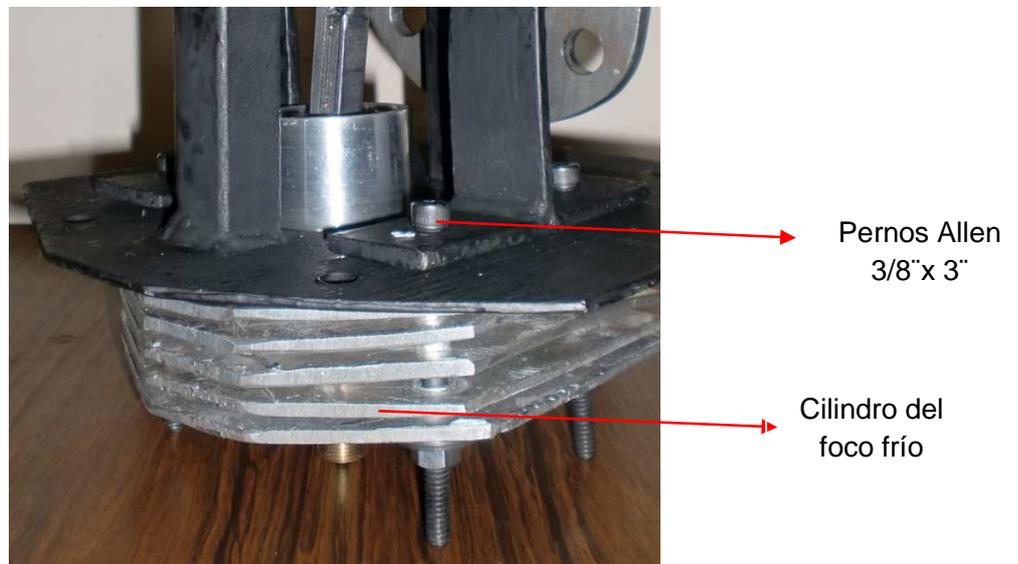


Figura 3.47.- Ensamblaje del cilindro del foco frío.

4. Acoplar cigüeñal y bocines. Luego ponerlos sobre las cabezas del soporte del cigüeñal como se muestra en la figura 3.48.

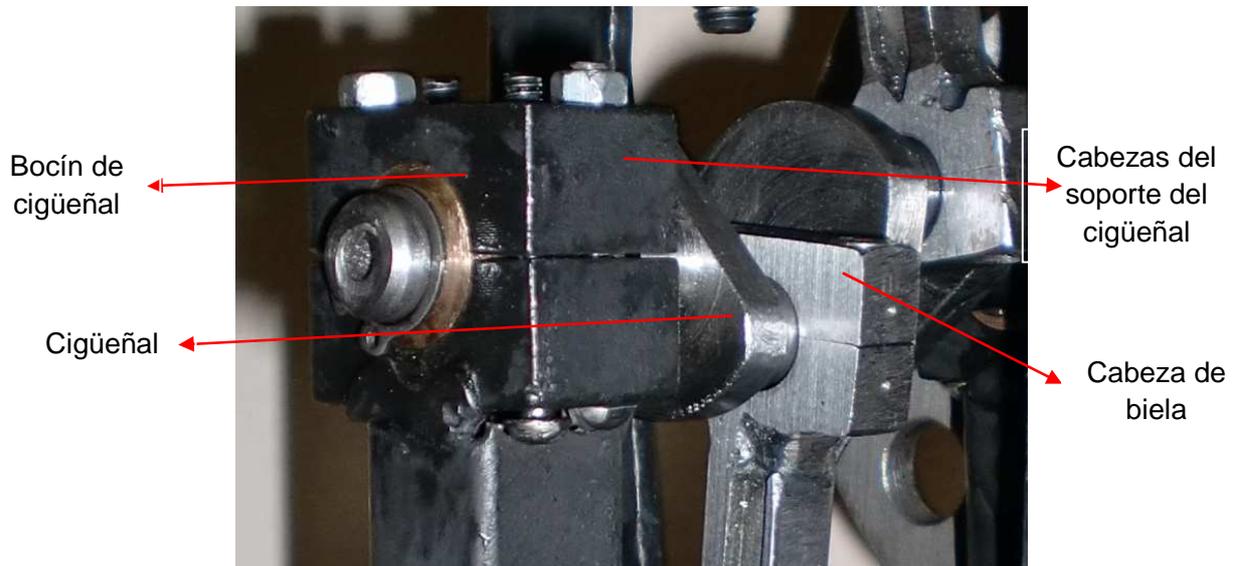


Figura 3.48.- Ensamblaje del cigüeñal.

5. Colocar anillos elásticos de acero en las ranuras correspondientes a pistones frío y caliente. Sobre estos ubicar los anillos de teflón.
6. Acoplar al cigüeñal los pistones de los focos frío y caliente unidos previamente a las bielas y los anillos como se indica en la figura 3.48. Tomar en cuenta que al estar unido el cilindro del foco frío a la estructura, se debe insertar el pistón en este cilindro.
7. Colocar el cilindro del foco caliente sobre el soporte superior junto con una lámina de amianto (aislante), insertando su correspondiente pistón y sujetar al cigüeñal.
8. Conectar el volante de inercia al cigüeñal y asegurándolo con tuercas.
9. Colocar los accesorios de tubería en cada foco del motor para que pueda ser conectada la tubería como se muestra en la figura 3.49.

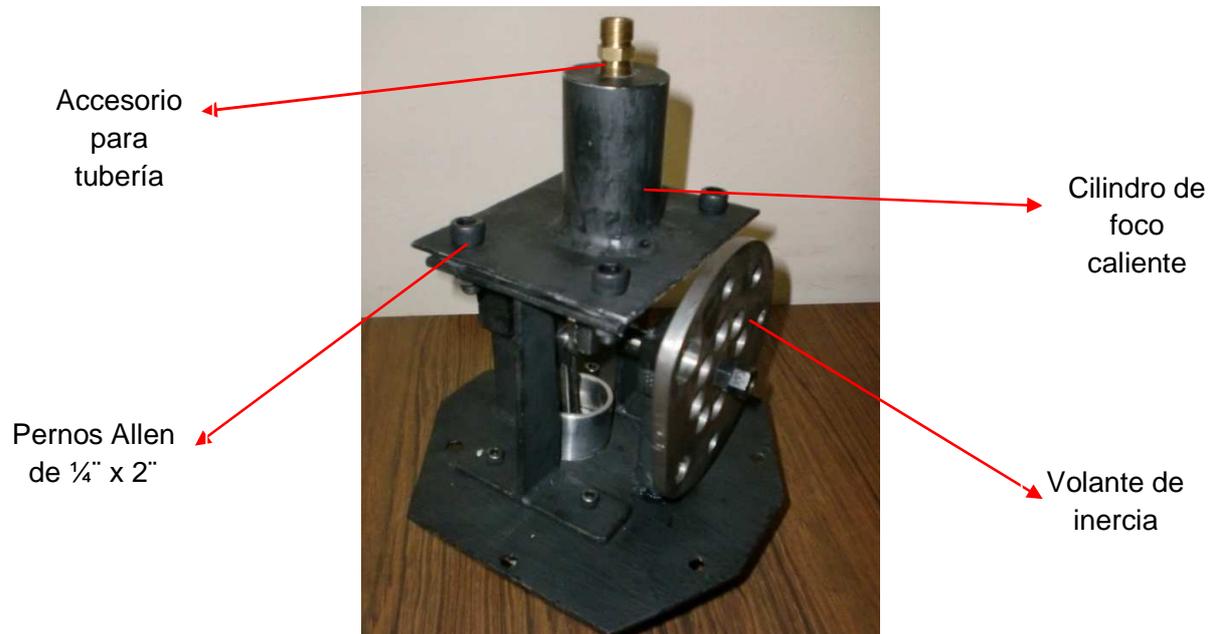


Figura 3.49.- Ensamblaje del cilindro del foco caliente y volante de inercia.

10. Se conecta la tubería de cobre de 3/8" con manguera de gas industrial como aislante térmico, y se une al foco caliente y al frío como se indica en la figura 3.50.

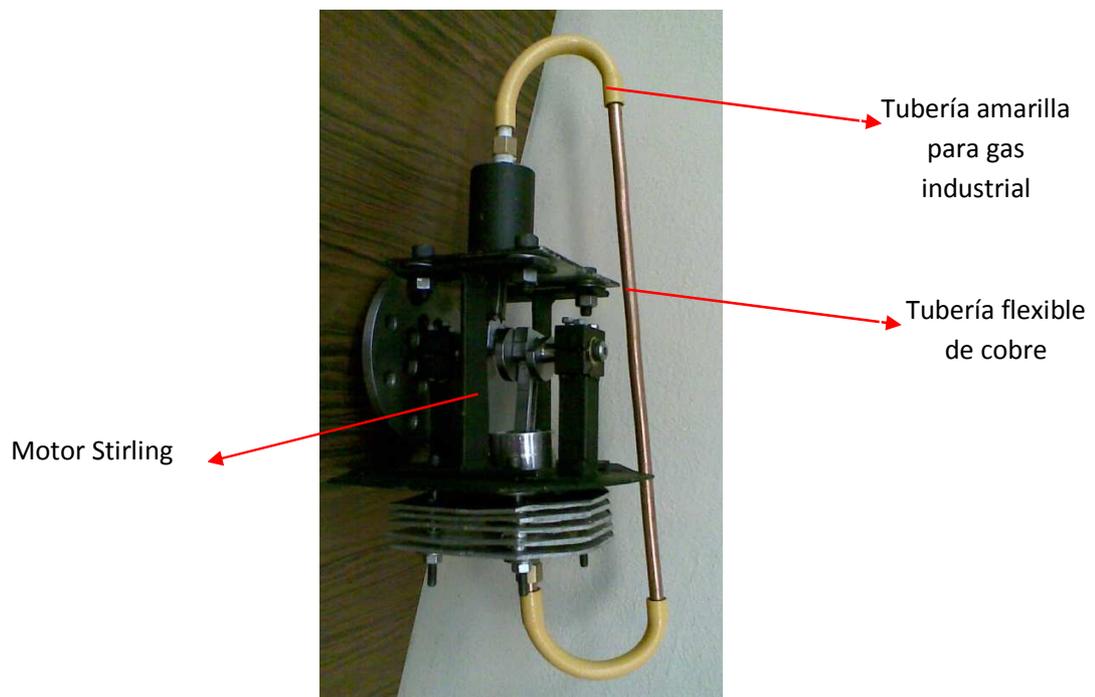


Figura 3.50.- Motor Stirling.

11. Colocar una lámina de amianto entre el soporte superior y el cilindro del foco caliente con la finalidad de aislarlo térmicamente.

3.3. PRUEBAS Y MODIFICACIONES DEL MOTOR STIRLING TIPO ALFA.

3.3.1. DESCRIPCIÓN DE LA PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING.

El motor Stirling funciona con una fuente de calor externa; por ello, se hace necesario calentar el foco caliente hasta una temperatura de prueba (200°C) para experimentar su funcionamiento. Para ello se siguen los siguientes pasos:

1. Colocar el motor Stirling en posición vertical.
2. Posicionar una termocupla tipo J en el cilindro del foco caliente, conectarla a un termómetro digital. Esta operación se realiza con el fin de medir la temperatura que se producirá en el foco caliente.
3. Envolver alrededor del foco caliente una resistencia y conectarla para generar calor en el cilindro del foco caliente como se muestra en la figura 3.51. Se utilizan aislantes cerámicos para evitar cortocircuitos por el material del cilindro caliente.

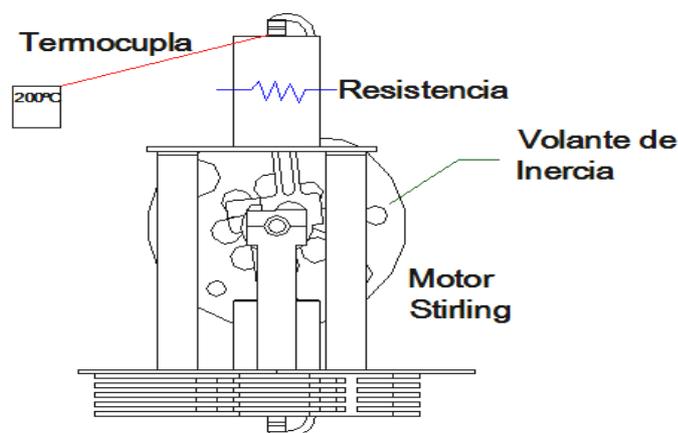


Figura 3.51.- Esquema de prueba de funcionamiento del motor Stirling.

4. Esperar un tiempo prudente hasta que la temperatura en las paredes del cilindro de foco caliente llegue a 200°C, de esta forma se asegura que el aire se calienta y llegue a la temperatura de prueba.
5. Para vencer el rozamiento inicial, se hace necesario dar un impulso inicial al motor. Esto se logra, haciendo girar el volante de inercia en sentido anti horario.

Esta prueba es de mucha importancia, ya que permite analizar el funcionamiento del motor individualmente y analizar los posibles problemas que eviten el funcionamiento adecuado del motor. Una vez corregidos los errores, se puede ensamblar el motor con el colector solar parabólico.

3.3.2. RESULTADOS DE LA PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING TIPO ALFA.

Al realizar la primera prueba de funcionamiento no se obtuvo un resultado satisfactorio; por lo tanto, para lograr el funcionamiento del motor se realizan varias modificaciones, las cuales se preveía serían necesarias para mejorar el diseño. En la tabla 3.10 se detallan soluciones planteadas y realizadas hasta conseguir un resultado satisfactorio en el funcionamiento del motor.

Tabla 3.10. Tabla de solución de problemas.

Problema	Causa	Solución	Resultado
Fugas en la tubería de conexión.	Deformación por temperatura en tubería industrial plástica.	Utilizar tubería de cobre de 3/8'' y 70cm de largo.	Se corrigieron las fugas en la tubería de conexión.
Volumen muerto en regenerador muy grande (35cc).	Tubería de conexión de 3/8'' y 70cm de largo es muy grande.	Cambiar tubería de conexión por una de 5/32'' y 40cm de longitud.	Se redujo el volumen muerto a 6cc.

Continuación de tabla 3.10. Tabla de solución de problemas.

Problema	Causa	Solución	Resultado
Alta fricción.	Bocines del cigüeñal. Rozamiento en el sistema de 180N·mm.	Desgastar los bocines del cigüeñal haciéndolo girar utilizando un taladro.	Se disminuye la fricción a un torque promedio de 120N·mm, pero aún es muy alto.
	Bocines del cigüeñal generan mucho rozamiento.	Reemplazar bocines de bronce fosfórico por bocines de teflón.	Se disminuye la fricción hasta valores inferiores al trabajo que genera el motor (aproximadamente 35 N·mm).
Falta de inercia	Al aumentar la temperatura en el foco caliente hasta 250°C, y girar el volante de inercia se observa que el motor no puede mantener su giro.	Se construye un volante con mayor. El de la figura 3.52 que tiene una masa de 1,6kg aproximadamente.	El giro en el motor se logra mantener, pero se detecta una fuga considerable en el foco frío por lo que existe una pérdida de presión y no se puede conservar el movimiento.
			
<i>Figura 3.52.- Esquema de volante de inercia</i>			

Continuación de tabla 3.10. Tabla de solución de problemas.

Problema	Causa	Solución	Resultado
	Posible falta de inercia. Al colocar masas extras sobre el volante se observa un movimiento más duradero.	Construir un cilindro y unirlo al volante anterior para incrementar la inercia	El volante de inercia gira con un fuerte impulso. Se observa una fricción mayor y se decide no utilizar esta masa extra. Además se pierde energía debido a una falta de hermeticidad en los focos caliente y frío.
Falta de Inercia	 <p data-bbox="662 1294 1236 1332"><i>Figura 3.53.- Segundo volante de inercia.</i></p>		
Fugas en el foco frío.	Deformación por proceso de soldadura de aletas.	Rectificar el cilindro y construir un pistón con la nueva medida y esta vez con 5 ranuras.	Se llegó a garantizar la cilindridad el cilindro, pero no se redujeron las fugas.
	Imperfección en los anillos de teflón con anillo elástico de acero.	Anillos de silicona haciendo secar la silicona para alcanzar la forma del cilindro. Además, usar aceite para llenar poros e imperfecciones	Se obtiene buen sello y bajos rozamientos; sin embargo los anillos se desgastan con el uso y se pierde el sello.

Continuación de tabla 3.10. Tabla de solución de problemas.

Problema	Causa	Solución	Resultado
Fugas en el foco frío.			
	<p>Desgaste excesivamente temprano de anillos de silicona.</p>	<p>Construir un pistón de teflón con anillos de sección trapezoidal y con resorte axial para lograr sellar las fugas. Ver la figura 3.55.</p>	<p>No se logró dar sello debido a la imperfección en la construcción.</p>
			<p>Figura 3.55.- Pistón y anillos de teflón más resorte centra y anillo de teflón.</p>

Continuación de tabla 3.10. Tabla de solución de problemas.

Problema	Causa	Solución	Resultado
Fugas en el foco frío.	Imperfecciones en anillos de teflón.	Formar una fina capa de grasa ABRO con base de litio en toda la pared lateral del pistón como se ilustra en la figura 3.56.	Se obtiene un sello bastante bueno en compresión y expansión, pero se pierde rápidamente el sello por desgaste de la capa de grasa. El rozamiento se incrementó
	 <p data-bbox="419 1227 1286 1263"><i>Figura 3.56.- Pistón untado con grasa ABRO con base de litio.</i></p>		
Fugas y fricciones excesivas en el foco caliente	Falta de hermeticidad en focos frío y caliente.	Anillos elásticos de acero junto con anillos de teflón.	Se redujeron las fugas pero no al nivel requerido.
	 <p data-bbox="435 1895 1465 1984"><i>Figura 3.57.- Pistón de aluminio y anillos de teflón con anillos elásticos de acero.</i></p>		

Continuación de tabla 3.10. Tabla de solución de problemas.

Problema	Causa	Solución	Resultado
Fugas y fricciones excesivas en el foco caliente			
	Anillos de estopa grafitada en foco caliente aumentan fricción.	Cambiar anillos de estopa por conjunto de anillos de silicona roja resistente al calor.	Disminuyeron las fugas pero se incrementó el rozamiento por dilatación.
			
	Dilatación térmica de silicona incrementa el rozamiento a temperatura mayor a 160°C.	Anillos con perfil cóncavo para reducir el rozamiento. El perfil se observa en la figura 3.60.	Se reduce el rozamiento y las fugas sin llegar a mantener la presión que se requiere.

Figura 3.58.- Pistón de aluminio y estopa grafitada.

Figura 3.59.- Pistón de aluminio y anillo de silicona.

Continuación de tabla 3.10. Tabla de solución de problemas.

Problema	Causa	Solución	Resultado
Fugas y fricciones excesivas en el foco caliente	 <p data-bbox="427 927 1476 1014"><i>Figura 3.60.- Izquierda: anillo de silicona con perfil cóncavo; derecha: anillo de silicona con perfil recto.</i></p>		
	Anillos de silicona con perfil cóncavo se desgastaron después de algunas pruebas generando fugas excesivas en el motor.	Construir un nuevo pistón de aluminio con 4 anillos de silicona. Se observa en la figura 3.61.	Bajo rozamiento pero no se logró un mejor sello.
	 <p data-bbox="453 1895 1449 1982"><i>Figura 3.61.- Pistón de aluminio con 4 anillos de silicona roja y 4 anillos elásticos de acero.</i></p>		

Continuación de tabla 3.10. Tabla de solución de problemas.

Problema	Causa	Solución	Resultado
Fugas y fricciones excesivas en el foco caliente	Imperfección y porosidad de la silicona.	Construir un nuevo pistón de aluminio con 4 anillos de teflón y 4 anillos elásticos de acero. Además, se rellena los espacios internos con silicona resistente al calor. El pistón y los anillos se muestran en la figura 3.62.	Después de desgastar un poco los anillos se obtuvo un rozamiento bastante aceptable; las fugas también se redujeron. Sin embargo, el sello obtenido seguía siendo insuficiente en comparación con las presiones que se requería manejar.
<div data-bbox="667 1160 1235 1697" data-label="Image"> </div> <p data-bbox="432 1749 1469 1839"><i>Figura 3.62.- Pistón de aluminio con 4 anillos de teflón y 4 anillos elásticos de acero.</i></p>			

Continuación de tabla 3.10. Tabla de solución de problemas.

Problema	Causa	Solución	Resultado
Fugas y fricciones excesivas en el foco caliente	Sello insuficiente obtenido por otros métodos.	Construir un pistón de teflón, 4 anillos del mismo material y 4 anillos de acero con una sección rectangular de 1,2x3 mm. El diámetro del pistón y de los anillos de teflón se calcula en 35,9mm para que al dilatarse alcancen 37mm.	Aumenta la fricción del conjunto cilindro – pistón de teflón a valores muy altos (mayores a 2Kg), Este rozamiento se incrementa a mayores temperaturas.
 <p data-bbox="520 1662 1375 1697"><i>Figura 3.63.- Pistón y 4 anillos de teflón más anillos de acero.</i></p>			

Con todas las pruebas y modificaciones realizadas se pudo obtener un sellado bueno en el foco frío; sin embargo, no se pudo obtener un sello hermético en el foco caliente debido a las altas temperaturas de trabajo (mayores a 250°C), a las dilataciones de todos los materiales utilizados y a la dificultad constructiva para

alcanzar las tolerancias y ajustes requeridos a la temperatura de trabajo. Es por esta razón que se hace necesario el diseño y construcción de un nuevo motor Stirling con el fin de cumplir con el objetivo principal planteado en el presente proyecto.

3.4. SIMULACIÓN DEL MOTOR STIRLING TIPO ALFA.

Con las dimensiones del volante de inercia, y de todos los elementos que componen el motor, es posible simular su comportamiento dinámico bajo la acción de una entrada variable que en este caso es la presión en función del ángulo del cigüeñal. En base de esta simulación es posible encontrar las razones por las que el sistema pueda fallar o no funcionar adecuadamente y en base de ello implementar mejoras.

3.4.1. DEFINICIÓN DE ENTRADAS.

Para la simulación se definen dos fuerzas como funciones de entradas: la fuerza por presión en los cilindros y la fuerza por rozamiento entre los elementos. A continuación se define las funciones de estas dos fuerzas:

3.4.2. FUERZA POR PRESIÓN EN LOS CILINDROS.

La presión en los cilindros varía con respecto al ángulo de giro del cigüeñal como se explicó en el capítulo 1, sección 1.3. La figura 3.64 muestra la variación de la presión con respecto al ángulo de giro del cigüeñal para el motor diseñado en este trabajo.

La tabla de cálculo, y las fórmulas utilizadas para encontrar la curva de la figura 3.64. se encuentran detalladas en el anexo 1.

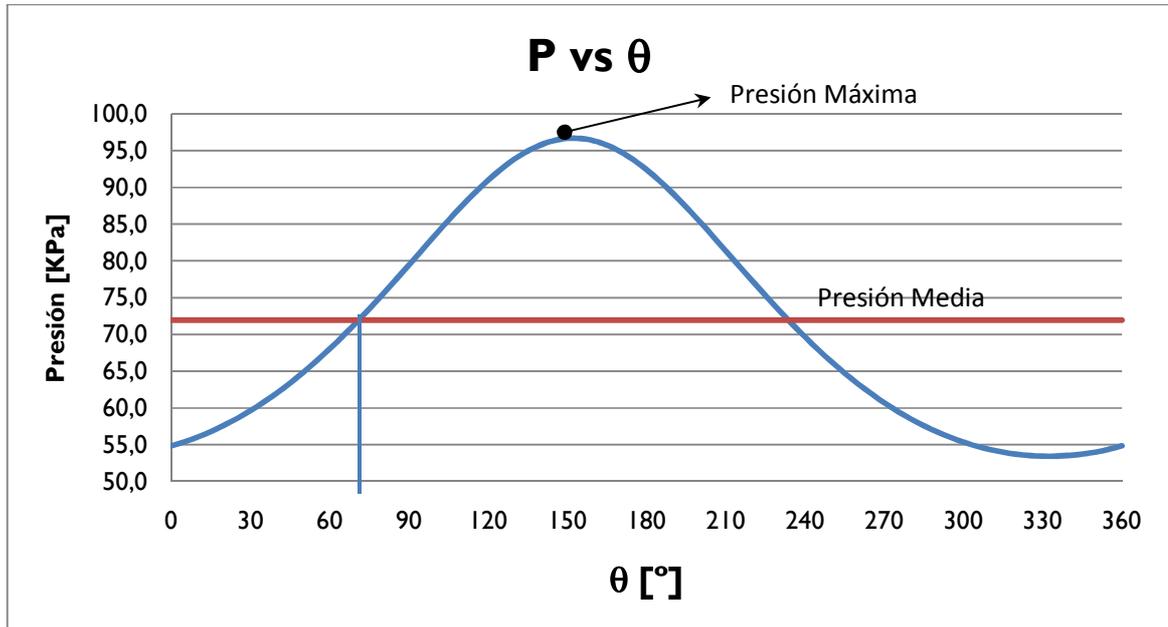


Figura 3.64.- Curva P vs θ para el motor tipo Alfa.

La curva de la figura 3.64 tiene una forma sinusoidal y se aproxima a una función trigonométrica que puede ser encontrada mediante la suma de otras sinusoidales; de esta forma, se deduce con la ayuda de Excel una función que se ajuste a la de la figura 3.64 obteniéndose la siguiente función:

Ec. 3.22

La fuerza que se ejerce sobre cada pistón es igual a su área multiplicada por la presión manométrica que recibe. Ya que la presión manométrica es igual a la presión media del sistema, entonces se tiene que la fuerza sobre cada pistón es:

—

Ec. 3.23

La tabla 3.11 resume los valores necesarios para hallar la fuerza que soportan los pistones:

Tabla 3.11. Datos para el cálculo de la Fuerza aplicada en el motor.

Parámetro:	Valor:	Obtenido de:
$P_{\theta} - P_{media}$	94713 [Pa]	Ecuación 3.22.
ϕ_p	0,037 [m]	Tabla A1.1. Anexo 1.

Con los datos de la tabla 3.11. se obtiene la siguiente ecuación de la fuerza aplicada sobre cada pistón en función del ángulo del cigüeñal

$$F_{\theta} = 26,59 \cdot \text{sen}(\theta - 62) + 3,23 \cdot (\text{sen}(\theta + 100) + 2 \cdot \text{sen}(\theta + 73)) \text{ [N]} \quad \text{Ec. 3.24}$$

3.4.3. FUERZA POR ROZAMIENTO.

Es posible estimar el rozamiento en los diferentes elementos, e incluir estos como entradas en cada una de las juntas o uniones que tiene el sistema; sin embargo, el incluir todas estas restricciones es una tarea demorosa tanto para el programador como para el computador y los resultados no difieren mucho de los que se pueden lograr con un análisis más sencillo. Por esta razón, se aplica la entrada del rozamiento solamente en la junta rotatoria que existe entre el cigüeñal y su soporte fijo.

Como entrada se establece en una junta rotativa un torque dado por la fuerza de rozamiento viscoso multiplicada por el radio del eje del cigüeñal más el torque no viscoso que es el rozamiento producido por el peso de los elementos:

$$T_R = F_R \cdot \frac{\phi_R}{2} + T_{RNV} \text{ [N.m]} \quad \text{Ec. 3.25}$$

T_R : Torque de rozamiento en la junta rotatoria del cigüeñal. [N·m]

ϕ_R : Diámetro del cigüeñal en la junta rotatoria. [m]

F_R : Fuerza de rozamiento aplicada en la periferia de la junta de rozamiento. [N]

T_{RNV} : Torque de rozamiento no viscoso; se midió un valor de 0,12 [N·m].

Para calcular la fuerza de rozamiento asumiendo rozamiento viscoso se aplica la siguiente ecuación:

$$F_R = \tau_R \cdot A_R \quad \text{Ec. 3.26}$$

A_R : Área de la junta rotatoria. [m].

$$A_R = \pi \cdot \phi_R \cdot L_R \quad \text{Ec. 3.27}$$

L_R : Longitud de la junta rotatoria. [m].

τ_R : Esfuerzo de corte en rozamiento viscoso. [Pa]

$$\tau_R = \mu \cdot \frac{du}{dy} \quad \text{Ec. 3.28}$$

μ : Viscosidad absoluta [N·s/m²]

$\frac{du}{dy}$: Variación de la velocidad con respecto a la distancia de la placa. Se ilustra en la figura 3.65. Par distancias pequeñas se asume que la distribución de velocidades es lineal de manera que: $\frac{du}{dy} \cong \frac{U}{d}$ [s⁻¹]

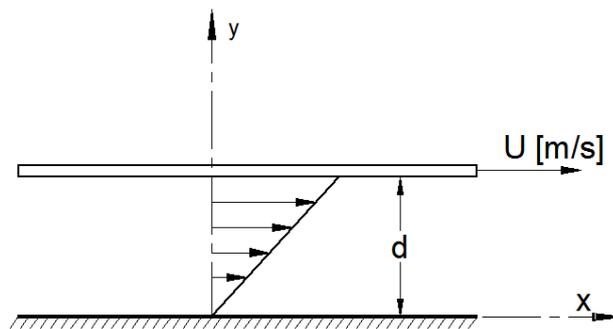


Figura 3.65.- Distribución de velocidades en un fluido viscoso debido a un esfuerzo cortante.

U : Velocidad lineal en la circunferencia de la junta rotatoria. En este caso, se calcula con la fórmula:

$$U = \frac{\phi_R}{2} \cdot \omega \quad \text{[m/s]} \quad \text{Ec. 3.29}$$

ω : Velocidad angular del cigüeñal. [rad/s].

Al reemplazar las ecuaciones 3.26, 3.27, 3.28 y 3.29 en la 3.25 se obtiene una fórmula general para el torque de rozamiento en función de la velocidad angular.

$$T_R = \frac{\mu \cdot \pi \cdot L_R \cdot \phi_R^3}{4 \cdot d} \cdot \omega + T_{RNV} \quad \text{[N.m]} \quad \text{Ec. 3.30}$$

⁴⁵ FOX, R; McDONALD, A; Introducción a la Mecánica de Fluidos, 4ª edición; pág. 30.

Tabla 3.12. Datos y resultados en el cálculo del torque de rozamiento.

Parámetro:	Valor:	Obtenido de:
μ	0,4 [N·s/m ²]	Viscosidad aceite SAE 30W a 20°C. ⁴⁶
L_R	0,044 [m]	Longitud de los dos asientos del cigüeñal.
\varnothing_R	0,013 [m]	Diámetro del cigüeñal.
d	0,00002 [m]	Holgura en la junta rotatoria del eje cigüeñal.
T_R	$0,00152 \cdot \omega$ $+ T_{RNV}$ [N·m]	Ecuación 3.30.
T_{RNV}	0,12 [N·m]	Valor medido en el motor.

3.4.4. PROCESO DE SIMULACIÓN.

Esta simulación es posible gracias al módulo *SimMechanics* del programa *MATLAB 2009a*. El proceso para esta simulación se detalla a continuación.

1. Se descarga de la página: www.mathworks.com, el software *SimMechanics* que debe estar acorde a la versión de MATLAB y al sistema operativo (Windows XP/Vista/7; Linux, u otro) que se utiliza. En este caso, la versión '*simlink31.win64*' es la compatible con '*MATLAB 2009a*' y con el sistema operativo '*Windows 7 de 64 bits*'.
2. Copiar los archivos '*install_addon.m*' y '*smlink31.win64.zip*' del directorio de descarga, hacia el directorio de archivos de MATLAB; en este caso, dicho directorio es: '*C:\Users\Usuario\Documents\MATLAB*'.
3. Abrir la versión de MATLAB instalada; en caso de trabajar en Windows 7, abrir el programa como administrador.

⁴⁶ FOX, R; McDONALD, A; Introducción a la Mecánica de Fluidos, 4ª edición; Fig. A.2, pág. 843.

4. En la ventana de comandos ingresar el siguiente comando:
`install_addon('C:\Users\Usuario\Documents\MATLAB\smlink31.win64.zip')`.
 Esta línea de comando ejecuta la función '`install_addon.m`', misma que instala el archivo cuya dirección está escrita entre comillas.
5. Se realiza el ensamble virtual en el programa '*Autodesk Inventor Professional*' con todos los elementos, seleccionando el material para cada elemento. En el ensamble, se ubica al cigüeñal de forma que la cámara fría se encuentra en su máximo volumen, ya que es así como inicia el análisis en la tabla A1.2 del Anexo 1.

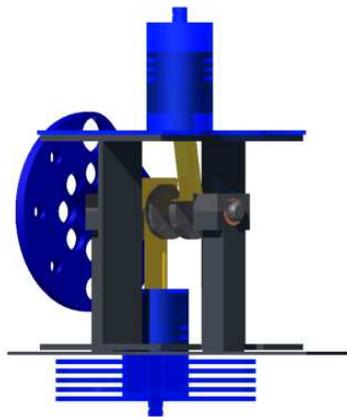
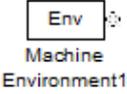
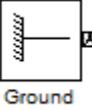
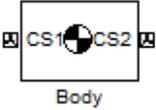
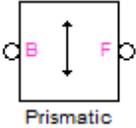
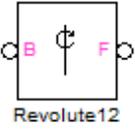
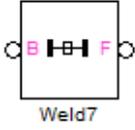
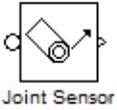


Figura 3.66.- Ensamble del motor listo para la simulación. El pistón frío se encuentra de forma que la cámara fría se encuentra llena.

6. Ir al menú '*Archivo*' y seleccionar '*Guardar una copia como*', guardar como archivo tipo: "STL". En este caso se lo guarda con el nombre: '*simulación.stl*'.
7. En el programa '*Autodesk Inventor Professional*', en el menú '*SimMechanics Link*' presionar el comand '*Export*' para exportar el archivo en un formato compatible con MATLAB. En este caso se lo exporta con el nombre: '*simulación.xml*'.
8. Para importar los datos del ensamble realizado en *Inventor*, se ejecuta en *MATLAB* el comando:
`mech_import('C:\Users\Usuario\Documents\Inventor\TESIS\simulación.xml')`.
 La dirección entre comillas es la dirección del archivo del ensamble.
 El resultado es un diagrama de flujo en Simulink similar al de la figura 3.67.

9. En la tabla 3.13 se muestra el significado de cada tipo de ícono que utiliza el módulo SimMechanics y que se aplica en este trabajo.

Tabla 3.13. Íconos utilizados en SimMechanics y su significado.

Ícono:	Significado y aplicación.
	<p>Machine Environment. Entorno del Sistema.</p> <p>Al dar doble click en este ícono se puede fijar las condiciones del entorno como por ejemplo la gravedad.</p>
	<p>Ground. Base.</p> <p>Especifica el punto base en el que se posiciona el sistema de referencia. Este bloque se conecta con el de entorno.</p>
	<p>Body. Cuerpo.</p> <p>Representa a un cuerpo o un elemento. En este bloque se ingresa la masa, el centro de gravedad y el momento de inercia de un elemento. Se conecta con otros cuerpos a través de una junta.</p>
	<p>Prismatic. Junta prismática.</p> <p>Este bloque define una junta prismática entre dos cuerpos. En esta y en todo tipo de junta se puede definir sensores y actuadores.</p>
	<p>Revolute. Junta rotatoria.</p> <p>Este bloque define una junta rotatoria entre dos cuerpos. Aquí se puede definir sensores y actuadores según sea necesario.</p>
	<p>Weld. Uniones fijas.</p> <p>Define uniones fijas o cuerpos solidarios.</p>
	<p>Joint Sensor. Sensor de junta.</p> <p>Por medio de estos sensores se puede medir en la simulación valores de posición, posición angular, velocidad, velocidad angular, aceleración, aceleración angular, fuerza y torque. Se conectan con algún tipo de junta.</p>

 <p>Scope</p>	<p>Scope.</p> <p>Permite visualizar la evolución de los valores medidos por el sensor de junta.</p>
 <p>Gain</p>	<p>Gain. Ganancia.</p> <p>Define una ganancia por la que se multiplica a un valor de entrada.</p>
 <p>Fcn</p>	<p>Fcn. Función definida por el usuario.</p> <p>Establece una función $f(u)$, donde u es la variable de entrada en la función.</p>
 <p>Joint Actuator</p>	<p>Joint Actuator. Actuador de junta.</p> <p>Se conecta a una junta para controlarla. La forma en la que controla la junta es en base a la entrada que se establece que puede ser un valor fijo, una función definida por el usuario, un factor afectado por una ganancia, u otra entrada.</p>

10. Dar doble click sobre el bloque '*Enviroment*' y definir la dirección y el valor de la gravedad de acuerdo a cómo se ubicaron los ejes en el ensamble original en *Inventor*. En este caso la gravedad se da por el vector: $[0\ 0\ -9,8]$
11. Dar doble click en la junta rotatoria que relaciona al cigüeñal con el soporte inferior. Aquí aparece la ventana que se muestra en la figura 3.68; aquí se establecen 5 puertos para sensores o actuadores.



Figura 3.68.- Ventana de configuración de la junta rotatoria.

12. En los puertos se conectan 4 diferentes sensores de junta y un actuador de junta. Al dar doble click en el bloque se puede configurar el tipo de medida a censar y las unidades en las que se miden. Dos sensores se configuran para detectar ángulos en [rad], otro sensor se detecta velocidad en [rad/s], y el otro detecta velocidad en [RPM]. El actuador se configura para entregar torques en [N·m]. El resultado se ilustra en la figura 3.69.

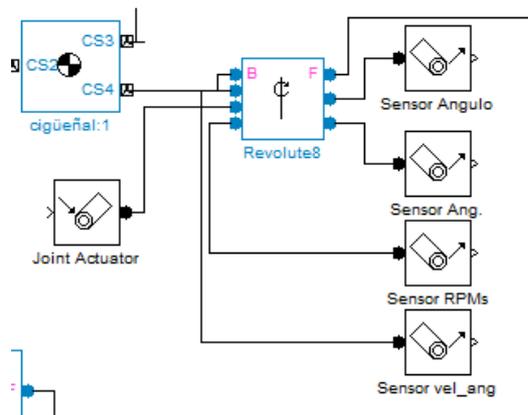


Figura 3.69.- Establecimiento de sensores y actuadores en la junta rotatoria entre el cigüeñal y su soporte.

13. Al sensor de RPMs se conecta un graficador 'Scope'. Esto sirve únicamente para visualizar la velocidad angular que se obtiene.
14. Para establecer la entrada de fuerza de rozamiento viscoso que se calculó en la sección 3.4.3. se conecta al sensor de velocidad angular una ganancia igual a: -0,00152 que es el valor que se obtuvo en dicha sección. La salida de dicha ganancia se conecta directamente al actuador de junta.
15. Se suma una entrada constante de -0,12 que es el torque por rozamiento por peso de elementos.
16. Se suma además una entrada tipo impulso que inicialmente tendrá un valor de 0,6N·m y durará solamente 0,18 segundos. Esta entrada simula el impulso inicial que se entrega al motor para iniciar su movimiento.
17. Para establecer la entrada de fuerza por presión, se conecta a la salida de cada sensor de ángulo, un bloque de función definida por el usuario. Se abre cada bloque de función definida por el usuario y se escribe la función calculada en la sección 3.4.2. La figura 3.70 ilustra la configuración de esta

entrada. Ya que MATLAB calcula las funciones trigonométricas con ángulos solamente en radianes, se multiplica el ángulo de desfase por el valor de π y se divide para 180° .

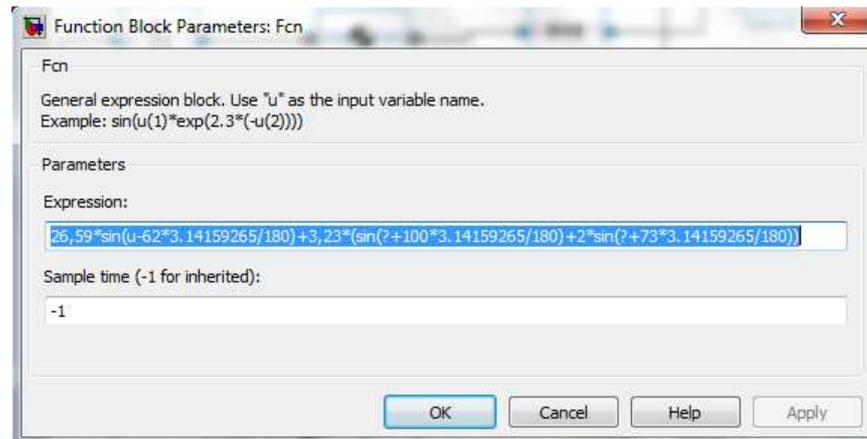


Figura 3.70.- Configuración de la entrada de fuerza por presión.

18. Los pasos 13, 14, 15, 16 y 17 se ilustran en la figura 3.71.

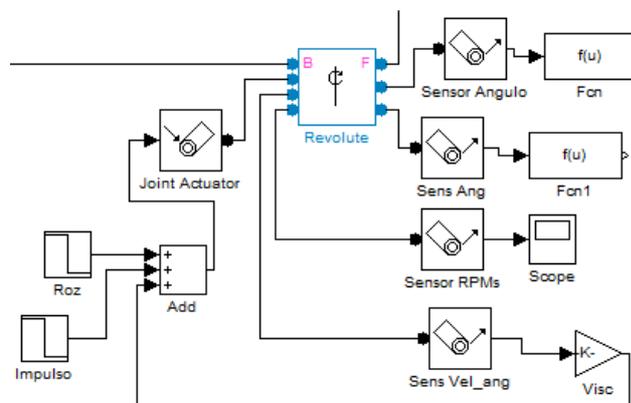


Figura 3.71.- Conexión del graficador, de la entrada de fuerza de rozamiento, de la entrada de fuerza por presión y del impulso inicial.

19. Se establece un puerto para sensor en cada una de las juntas prismáticas que unen a cada pistón con su respectivo cilindro. En este puerto se conecta un actuador de junta como se muestra en la figura 3.72.

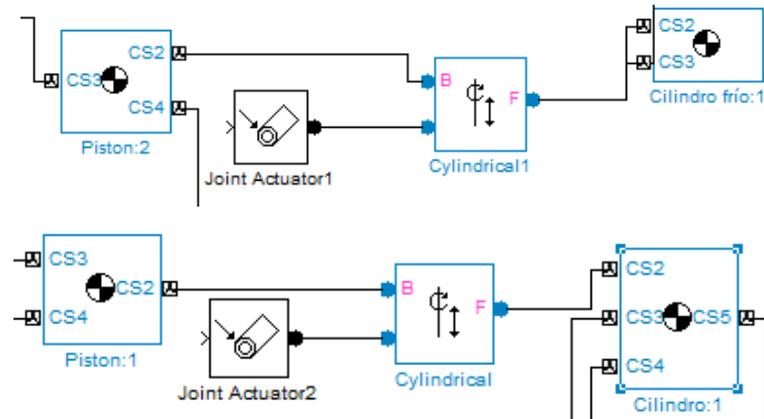


Figura 3.72.- Actuadores de junta para las juntas prismáticas entre cada pistón y su respectivo cilindro.

20. Conectar cada función definida por el usuario que se ingresó según el numeral 15, con uno de los actuadores de junta ingresados en el numeral 17.
21. Dar doble click sobre el graficador Scope, para abrirlo, y ejecutar la simulación desde el menú 'Simulation', comando 'Start'. La gráfica que se obtiene es la evolución de la velocidad angular a partir de la aplicación de las fuerzas. Se obtiene la gráfica indicada en la figura 3.73:

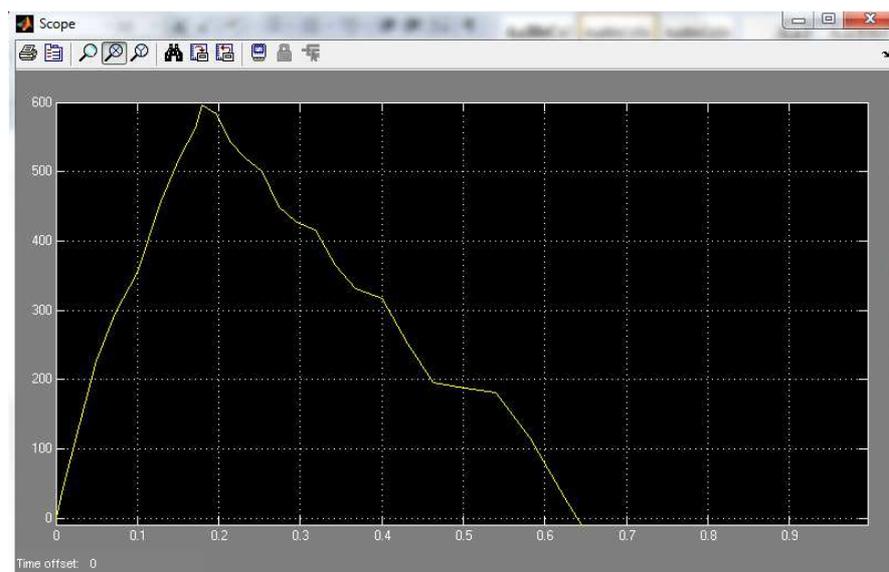


Figura 3.73.- Velocidad angular en RPM con respecto al tiempo para la primera simulación.

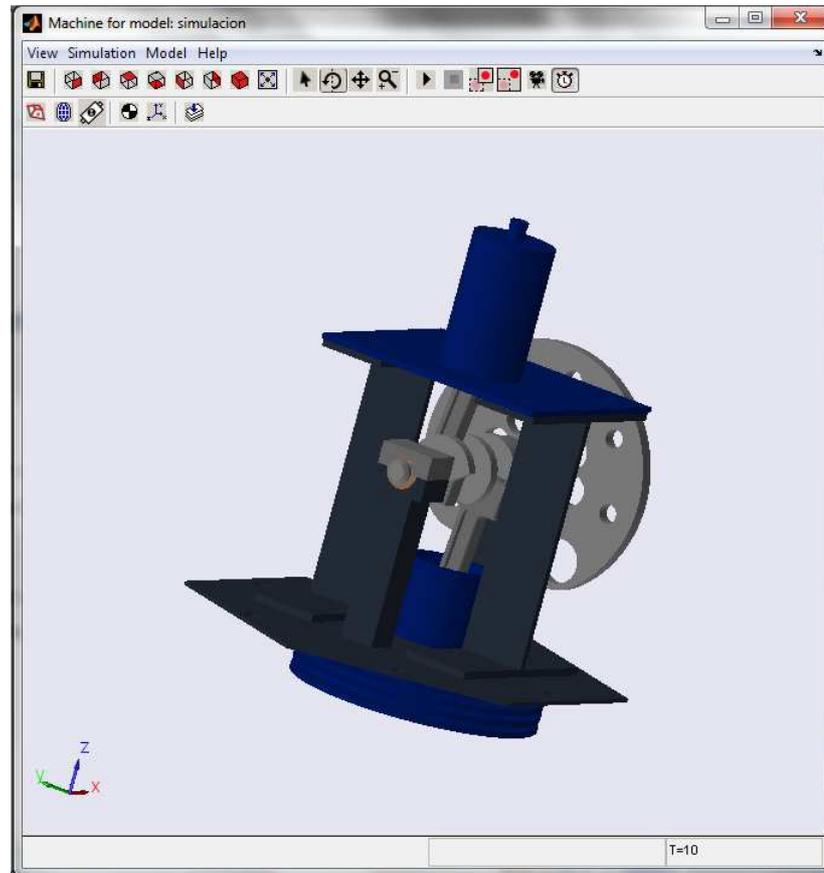


Figura 3.74.- Primera simulación dinámica obtenida por medio del módulo SimMechanics.

En la simulación virtual desarrollada se identificaron varios problemas como son: excesivo rozamiento, poco trabajo generado debido a los excesivos volúmenes muertos y muy poca inercia en el volante de inercia. Se guarda esta simulación realizada con el nombre “*simulación.mdl*”.

Con la finalidad de reducir el rozamiento se cambió los bocines de bronce por unos de teflón y se utilizaron anillos de teflón con anillos metálicos elásticos en el foco caliente, y en el frío anillos de silicona. El rozamiento medido en esta condición fue de 50 grf. medidos en un radio de 71mm., lo que equivale a un torque de rozamiento de 0,035N·m.

Se cambió el volante de inercia por el mostrado en la figura 3.52.

Además, se redujo los espacios muertos como se especifica en la tabla 3.10. Al realizar esta reducción se obtuvo un incremento en el trabajo generado (tabla 3.14) y en la función de presión (figura 3.75).

Tabla 3.14. Datos termodinámicos y resultados después de las modificaciones.

Diámetro del pistón caliente	37	Mm
Carrera del pistón caliente	24	Mm
Volumen Muerto Caliente	7	cc
Volumen Muerto Frío	7	cc
Diámetro del pistón frío	37	mm
Carrera del pistón frío	24	mm
Temperatura alta (TH)	300	°C
Temperatura baja (TL)	28	°C
Eficiencia del regenerador	75%	
Presión media	71,942	[Kpa]
Presión maxima	121,065	[Kpa]
Presión minima	42,568	[Kpa]
Masa de aire	0,02214	[g]
Trabajo	0,625	[J]
Torque promedio	0,0995	[N-m]
Calor de entrada	3,355	[J]
Calor de salida	2,73	[J]
Eficiencia	18.62%	

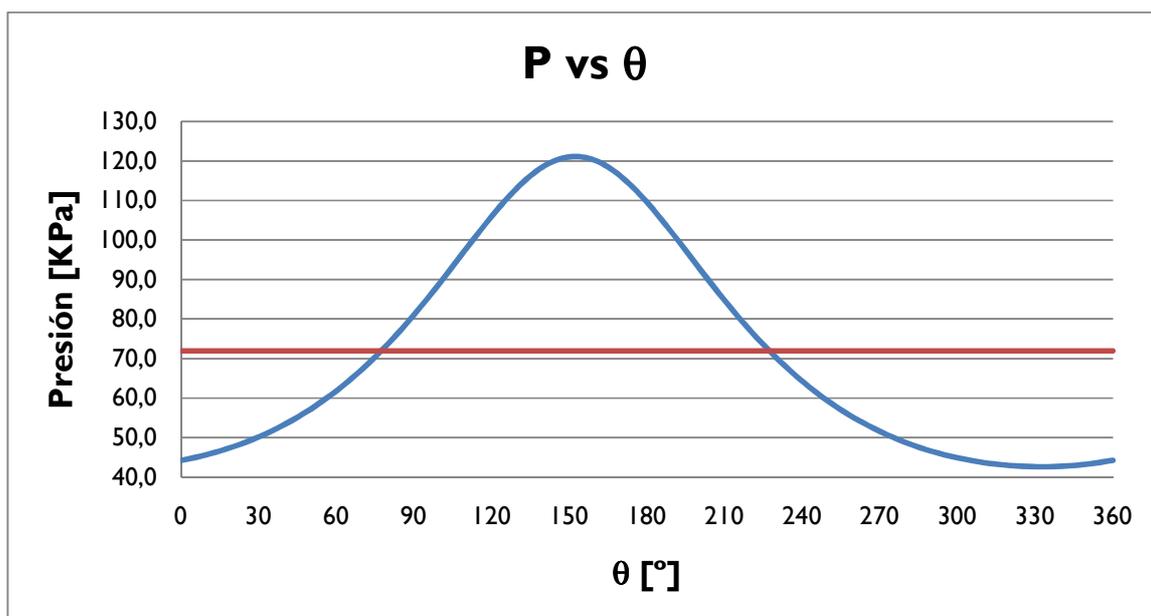


Figura 3.75.- Presión vs ángulo de cigüeñal después de realizadas las modificaciones.

$$P_{\theta} - P_{media} = 42123 \cdot \text{sen}(\theta - 62) + 10000 \cdot \text{sen}(\theta + 120) + 8000 \cdot \text{sen}(2 * (\theta + 74)). \text{ [Pa]} \quad \text{Ec. 3.31}$$

$$F_{\theta} = 45,29 \cdot \text{sen}(\theta - 62) + 10,75 \cdot \text{sen}(\theta + 120) + 8,6 \cdot \text{sen}(2 * (\theta + 74)) \text{ [N]} \quad \text{Ec. 3.32}$$

Con los cambios indicados se procede a simular y se obtiene el resultado mostrado en la figura 3.76.

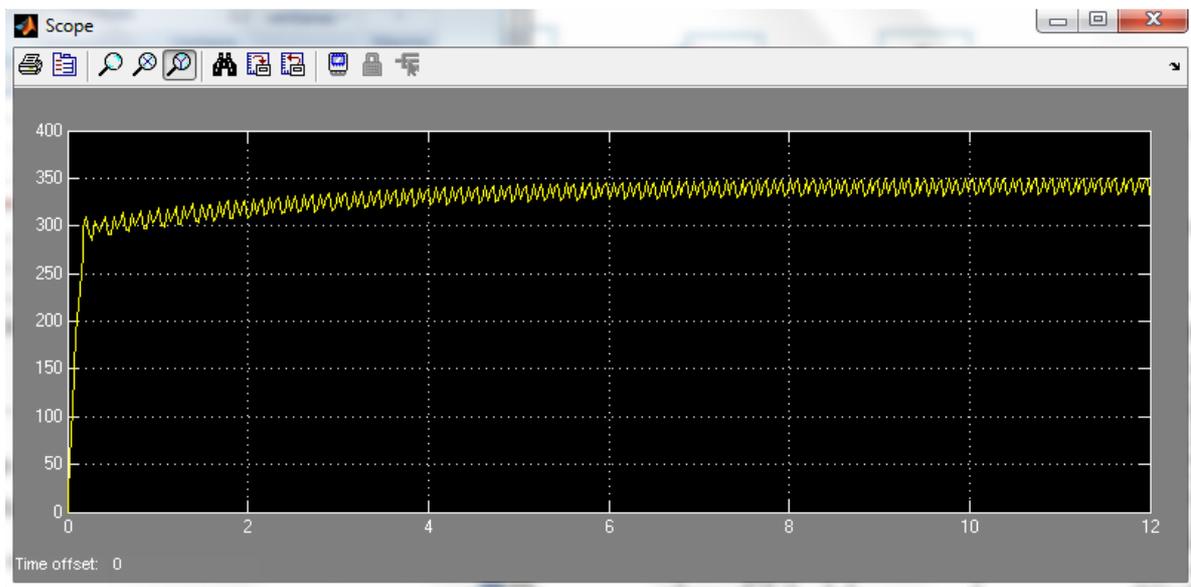


Figura 3.76.- RPMs vs tiempo para el motor alfa con todas las modificaciones realizadas.

Se comprueba que el motor alfa tiene un buen diseño termodinámico, por lo que se espera que llegue a funcionar de la forma indicada en la figura 3.76; sin embargo, los métodos de fabricación utilizados no permitieron controlar las presiones de trabajo, por lo que las excesivas fugas de masa de aire redujeron el trabajo generado. En este sentido, se recomienda continuar un proceso investigativo para lograr manejar altas presiones, condición necesaria para lograr el funcionamiento de este tipo de motores.

En vista de estos resultados se hace necesario el diseño y construcción de un nuevo motor Stirling con el fin de cumplir con el objetivo principal planteado en el presente proyecto.

CAPÍTULO 4

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN, PRUEBAS Y SIMULACIÓN DE UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA.

La conclusión obtenida al final del capítulo 3, crea la necesidad de realizar un nuevo diseño que cumpla con el objetivo principal del presente proyecto, por esta razón se procede a diseñar un nuevo motor Stirling.

Con base en la experiencia obtenida y descrita en el capítulo 3, se hace necesario diseñar y construir un nuevo motor que cumpla con las siguientes características:

- Alta hermeticidad.
- Alto grado de adaptabilidad al colector solar parabólico.
- Bajo rozamiento.

En base a la experiencia adquirida durante el desarrollo del proyecto y en trabajos realizados en el Laboratorio de Termodinámica se establece que el motor que cumple con estos requerimientos es el tipo gamma, cuya definición se encuentra en la sección 1.2.2.3

El motor Stirling tipo gamma a construirse debe ser cilíndrico, para ser ubicado en el foco de la parábola y asegurar que la mayor cantidad de energía calórica reflejada por el colector parabólico sea absorbida por la superficie del foco caliente del motor. El soporte que permita ubicarlo en la parábola debe ser diseñado en base a este requerimiento.

4.1. DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DE UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA.

En base a la experiencia alcanzada en el presente trabajo, y con la finalidad de diseñar el motor especificado, se plantea como datos iniciales los siguientes:

Tabla 4.1. Datos usados para la construcción de los elementos del motor tipo gamma.

Diámetro aprox. del diafragma	24	Mm
Carrera aprox. del diafragma	23	Mm
Diámetro del desplazador	66	Mm
Carrera del desplazador	26	Mm
Volumen muerto en la cámara caliente	15	cm ³
Volumen muerto en la cámara fría	15	cm ³
Volumen muerto en el regenerador	300	cm ³
Temperatura alta (T_H)	250	°C
Temperatura baja (T_L)	55	°C
Eficiencia del regenerador	50%	
Masa de aire	0,2552	[g]

En base a estos datos y a la formulación establecida en la sección 1.4.4.3. se obtienen los resultados termodinámicos mostrados en la tabla 4.2.

Tabla 4.2. Datos usados para la construcción de los elementos del motor tipo gamma.

Presión media	71,943	[KPa]
Presión máxima	75,869	[KPa]
Presión mínima	68,216	[KPa]
Trabajo	0,071	[J]
Calor de entrada	4,777	[J]
Calor de salida	4,706	[J]

Los elementos que posee este motor son:

1. Cilindro de presión.
2. Un desplazador.
3. Un diafragma para transmitir el trabajo del motor.
4. Bielas para el desplazador y para el pistón de potencia
5. Guías de desplazador.
6. Cigüeñal.
7. Volante de inercia.
8. Soporte del motor.
9. Separador entre cámara fría y caliente.

4.1.1. DISEÑO DEL CILINDRO DE PRESIÓN.

Ya que la presión máxima que se describe en la tabla 4.2 es baja y con base en el análisis de la sección 3.1.1.1.1., se evidencia que no es necesario calcular el espesor de pared para soportar las presiones que maneja el motor.

Para alcanzar los valores de la tabla se requiere que el cilindro de presión esté formado por:

- Un cilindro metálico, para el foco caliente, de 80mm de longitud, 72mm de diámetro interior y 0,5 mm de espesor de pared. Este cilindro tendrá una guía para el desplazador ubicada en el centro de su base. Un esquema se ilustra en la figura 4.1.
- Un separador polimérico, que trabaja como aislante térmico, de forma cilíndrica con una ranura de 4mm de profundidad en cada cara, como se ilustra en la figura 4.2.
- Un cilindro metálico, para el foco frío, de 30mm de longitud, 72mm de diámetro interior y 0,5 mm de espesor de pared. Este cilindro presenta un orificio para ubicar al diafragma y otros dos para las guías del desplazador. Un esquema se ilustra en la figura 4.3.



Figura 4.1.- Cámara de calentamiento del fluido de trabajo.

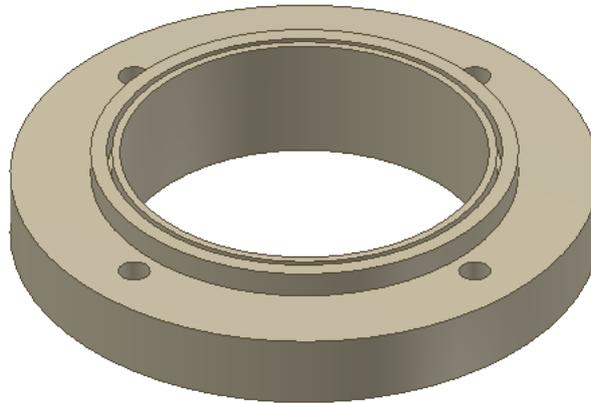


Figura 4.2.- Separador polimérico.



Figura 4.3.- Cámara de enfriamiento del fluido de trabajo.

4.1.1.1. ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL FOCO FRÍO.

El calor sale del motor a través del foco frío gracias a la transferencia de calor por convección y radiación hacia el medio.

El circuito de resistencias aplicable para el foco frío se obtiene a partir del esquema físico representado en la figura 4.4.

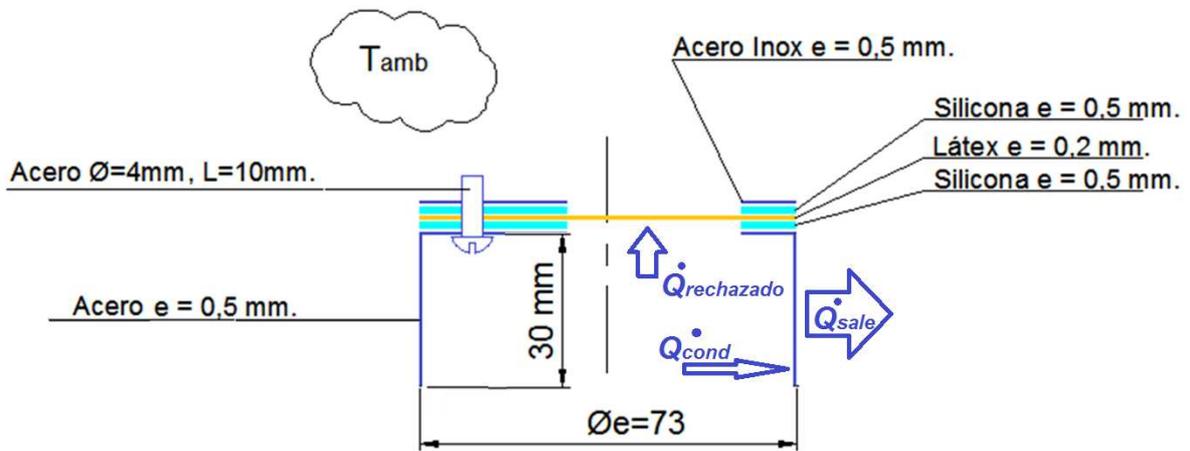


Figura 4.4.- Esquema físico del foco frío y esquema de flujo de calor.

El circuito térmico equivalente para este caso es el presentado en la figura 4.5.

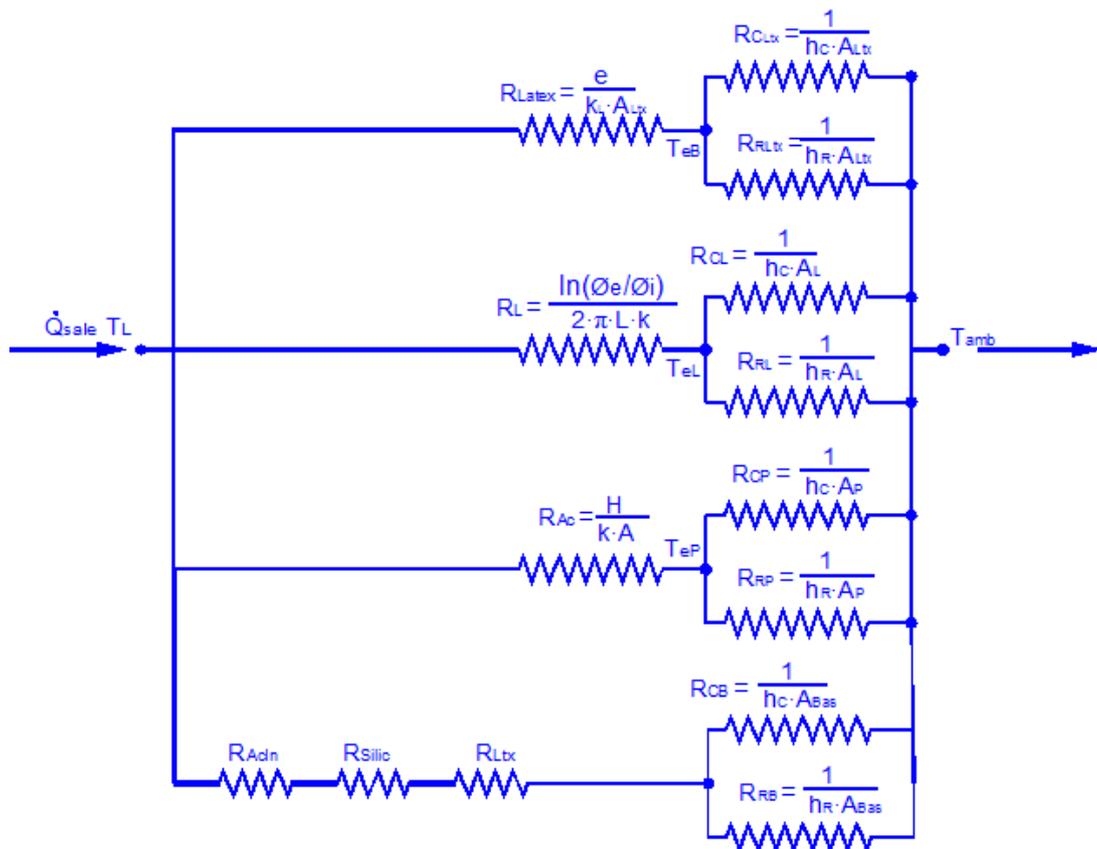


Figura 4.5.- Circuito térmico equivalente para el foco frío.

En el circuito térmico de la figura 4.5, se tiene:

R_{Latex} : Resistencia térmica de conducción en el diafragma de latex. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

R_{L} : Resistencia térmica de conducción en la zona lateral del cilindro. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

R_{Ac} : Resistencia térmica de conducción en los pernos de acero. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

R_{AcIn} : Resistencia térmica de conducción en la base de acero inoxidable. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

$$R_{\text{AcIn}} = \frac{e_{\text{AcIn}}}{k_{\text{Inox}} \cdot A_{\text{Bas}}} \quad \text{Ec. 4.1.}$$

R_{Silic} : Resistencia térmica de convección en las capas de silicona. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

$$R_{\text{Silic}} = \frac{e_{\text{Silic}}}{k_{\text{Silic}} \cdot A_{\text{Bas}}} \quad \text{Ec. 4.2.}$$

R_{Ltx} : Resistencia térmica de convección en la capa de latex. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

$$R_{\text{Ltx}} = \frac{e_{\text{Ltx}}}{k_{\text{Ltx}} \cdot A_{\text{Bas}}} \quad \text{Ec. 4.3.}$$

R_{CLtx} : Resistencia térmica de convección en el diafragma. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

R_{RLtx} : Resistencia térmica de radiación en el diafragma. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

R_{CB} : Resistencia térmica de convección en la base del cilindro. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

R_{RB} : Resistencia térmica de radiación en la base del cilindro. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

R_{CL} : Resistencia térmica de convección en la zona lateral del cilindro. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

R_{RL} : Resistencia térmica de radiación en la zona lateral del cilindro. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

R_{CP} : Resistencia térmica de convección en los pernos de acero. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

R_{RP} : Resistencia térmica de radiación en los pernos de acero. [$^{\circ}\text{C} / \text{W}$].

T_{L} : Temperatura de las superficies internas de la cámara. [K]

T_{eB} : Temperatura exterior de la base del cilindro. [K]

T_{eL} : Temperatura exterior de la zona lateral del cilindro. [K]

\varnothing_i : Diámetro interior del cilindro (72 mm).

\varnothing_e : Diámetro exterior del cilindro (73 mm).

e : espesor de la pared del cilindro (0,5 mm).

H: altura de los pernos de acero (10 mm).

L: longitud total del cilindro [mm].

A_{Ltx} : Área del diafragma de latex..

A_{Bas} : Área de la base del cilindro, sin contar el área del diafragma. [m²].

A_L : Área lateral exterior plana del cilindro. [m²].

A_P : Área de los 5 pernos de acero. [m²].

h_C : coeficiente de transferencia de calor por convección. [W /m²·K]

h_R : coeficiente de transferencia de calor por radiación. [W /m²·K]

k: conductividad térmica de cada material. [W /m·K]

Al reducir el circuito térmico de la Figura 4.5 se obtiene:

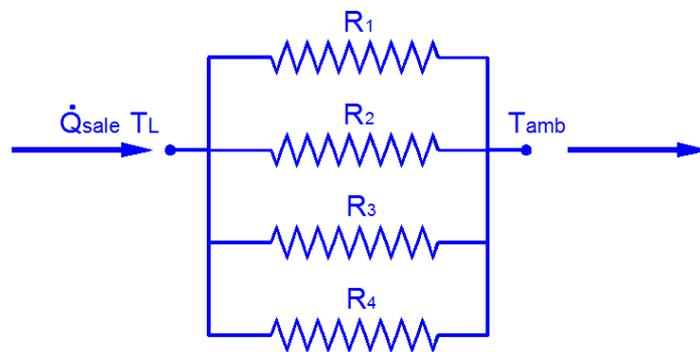


Figura 4.6.- Reducción del circuito térmico de la figura 4.5.

Las resistencias térmicas son:

Ec. 4.4.

Ec. 4.5.

Ec. 4.6.

Ec. 4.7.



Figura 4.7.- Resistencia térmica equivalente para el foco frío.

Ec. 4.8.

El coeficiente de transferencia de calor por radiación se calcula con la ecuación 3.3., utilizando la emisividad del acero inoxidable.

Tabla 4.3. Datos y resultados en el cálculo del coeficiente transferencia de calor por radiación.

Parámetro:	Valor:	Obtenido de:
	0,22	Transferencia de Calor, Incropera ⁴⁷
	$5,67 \times 10^{-8}$ []	Transferencia de Calor, Incropera ⁴⁸
	328 [K]	Tabla 4.1.
	295 [K]	Datos de NASA, ver Anexo 02
	1,512	Ecuación 3.3.

El valor del coeficiente de transferencia de calor por convección natural se calculó en la sección 3.1.1.2.:

Tabla 4.4. Datos y resultados en el cálculo de la resistencia térmica equivalente en el foco frío.

Parámetro:	Valor:	Obtenido por:
	1×10^{-3} [m]	Figura 4.4.
	1×10^{-3} [m]	Figura 4.4.
	2×10^{-4} [m]	Figura 4.4.
	14,9 [W/m·K]	Fundamentos de Transferencia de Calor. ⁴⁹

⁴⁷ INCROPERA, F; Fundamentos de Transferencia de Calor, Apéndice A, pág. 851.

⁴⁸ INCROPERA, F; Fundamentos de Transferencia de Calor, Capítulo 1, pág. 9.

⁴⁹ INCROPERA, F; Fundamentos de Transferencia de Calor, Apéndice A, Tabla A-1, pág. 827

Continuación de tabla 4.4. Datos y resultados en el cálculo de la resistencia térmica equivalente en el foco frío.

Parámetro:	Valor:	Obtenido por:
k_{Silic}	0,13 [W/m·K]	Fundamentos de Transferencia de Calor. ⁵⁰
k_{Ltx}	0,16 [W/m·K]	Fundamentos de Transferencia de Calor. ⁵⁰
k_{Ac}	80,2 [W/m·K]	Fundamentos de Transferencia de Calor. ⁴⁹
A_{Bas}	$2,845 \times 10^{-3} \text{ m}^2$.	
A_{Ltx}	$1,34 \times 10^{-3} \text{ m}^2$.	
A_L	$6,88 \times 10^{-3} \text{ m}^2$.	
A_P	$6,912 \times 10^{-4} \text{ m}^2$.	
h_R	1,512 [W/m ² · K]	Tabla 4.4.
h_C	11,02 [W/m ² · K]	Tabla 3.2.
R_{AcIn}	0,0118 $\left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}\right]$	Ecuación 4.1.
R_{Silic}	1,352 $\left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}\right]$	Ecuación 4.2.
R_{Ltx}	0,4394 $\left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}\right]$	Ecuación 4.3.
R_1	60,48 $\left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}\right]$	Ecuación 4.4.
R_2	11,60 $\left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}\right]$	Ecuación 4.5.
R_3	115,63 $\left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}\right]$	Ecuación 4.6.
R_4	28,051 $\left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}\right]$	Ecuación 4.7.
R_{Eq_1}	3,8 $\left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}\right]$	Ecuación 4.8.

⁵⁰ INCROPERA, F; Fundamentos de Transferencia de Calor, Apéndice A, Tabla A-3, pág. 838

La tasa de transferencia de calor será entonces el resultado de la división de la diferencia de temperaturas y la resistencia térmica equivalente.

$$\dot{Q}_{sale} = \frac{(T_L - T_{amb})}{R_{Eq,1}} \quad \text{Ec. 4.9.}$$

Al introducir los datos de la tabla 3.1 se tiene que:

$$\dot{Q}_{sale} = 8,68 \text{ W.}$$

Este valor de calor rechazado es igual a la suma del calor entregado por el ciclo más el calor que se ha transferido por conducción desde el foco caliente. Es por esta razón que es necesario calcular de la cantidad de calor que se conduce directamente desde el foco caliente al foco frío.

El separador polimérico tiene 10 mm de longitud, un diámetro exterior de 140 mm y uno interior de 72 mm. Además, el cilindro frío y el caliente se unen por medio de una ranura de 2mm de espesor y 4mm de profundidad donde se tiene silicona en la zona intermedia..

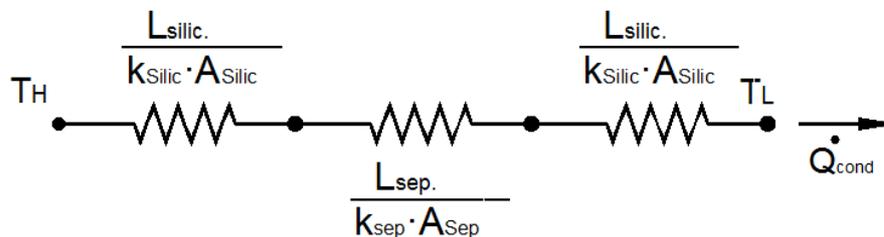


Figura 4.8.- Circuito térmico equivalente para la transferencia de calor por conducción a través del separador polimérico.

L_{Silic} : Se asume 1mm de capa de silicona.

A_{Silic} : Área en la que se aplica la silicona:

$$A_L = \pi \cdot (0,072 \text{ m}) \cdot 0,004 \text{ m} = 9,048 \times 10^{-4} \text{ m}^2 .$$

L_{Sep} : La longitud o espesor del separador $L_{Sep} = 15 \text{ mm}$.

A_{Sep} : El área del separador $A_{Sep} = \pi \cdot (0,08^2 - 0,072^2) / 4 = 9,5504 \times 10^{-4} \text{ m}^2$.

k_{Sep} : Conductividad térmica del material del separador: $k_{Sep} = 0,40 \left[\frac{W}{m} \cdot K \right]$ ⁵¹.

$$R_{eq} = \frac{2 \cdot L_{Silic}}{k_{Silic} \cdot A_{Silic}} + \frac{L_{Sep}}{k_{Sep} \cdot A_{Sep}}$$

Reemplazando los valores:

$$R_{eq} = 56,27 \left[\frac{^{\circ}C}{W} \right]$$

El flujo de calor por conducción es:

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{(T_H - T_L)}{R_{eq}}$$

$$\dot{Q}_{cond} = 3,47 [W].$$

En la figura 4.4., se observa que el flujo de calor rechazado en el ciclo termodinámico es igual a:

$$\dot{Q}_{rechazado} = \dot{Q}_{sale} - \dot{Q}_{cond}$$

$$\dot{Q}_{rechazado} = 5,21 W.$$

Finalmente, la tasa de transferencia de calor rechazado por el ciclo es el resultado del producto del calor que sale del ciclo por la frecuencia de giro del motor:

$$\dot{Q}_{rechazado} = Q_{salida\ del\ ciclo} \cdot f$$

$$f = \frac{\dot{Q}_{rechazado}}{Q_{salida\ del\ ciclo}}$$

$$f = 1,11 Hz$$

4.1.1.2. ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL FOCO CALIENTE.

En el foco caliente recibe calor por radiación del reflector parabólico. De este calor, una parte se aporta al ciclo termodinámico, otra se transfiere por convección a través del separador polimérico y otra parte se pierde debido a la transferencia de calor por convección y radiación hacia el medio.

⁵¹ INCROPERA, F; Fundamentos de Transferencia de Calor, Apéndice A, Tabla A-3, pág. 838

El esquema físico para la transferencia de calor en el foco caliente se aproxima en la figura 4.9.

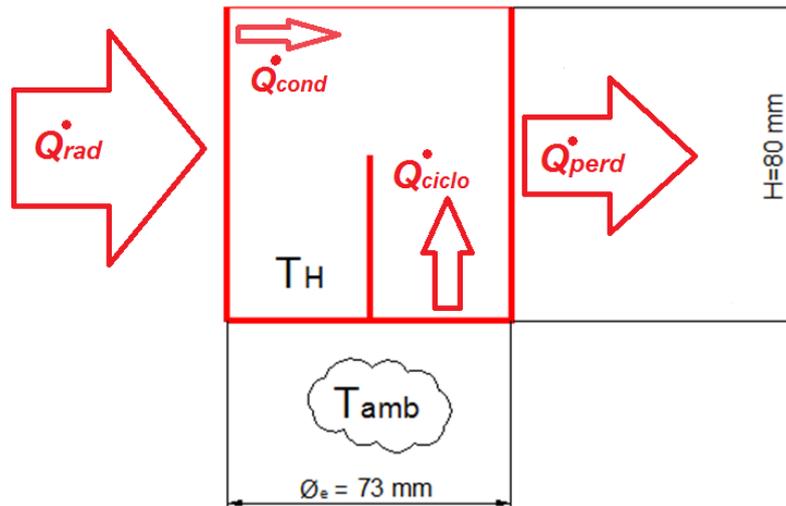


Figura 4.9.- Esquema físico del foco caliente y esquema de flujo de calor. (Espesor de la pared del cilindro 0,5mm).

El circuito térmico equivalente para este caso es el presentado en la figura 4.5.

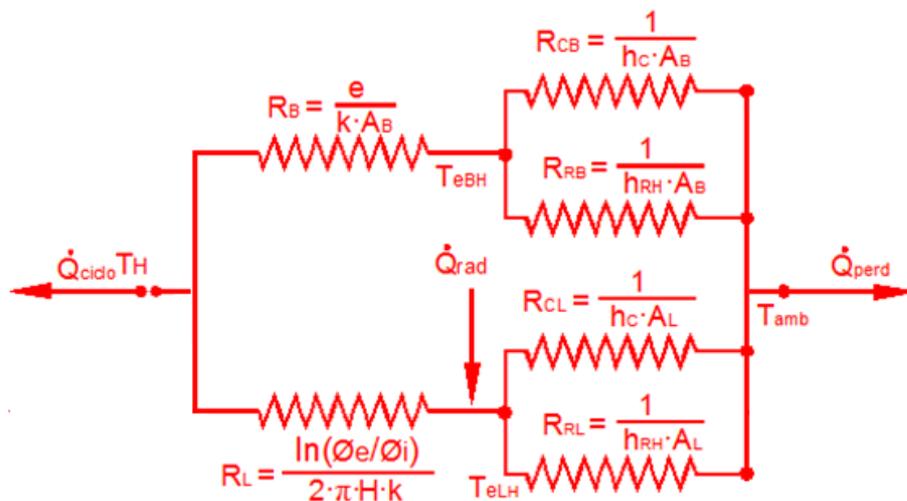


Figura 4.10.- Circuito térmico equivalente para el foco caliente.

En el circuito térmico de la figura 4.10, se tiene:

T_H : Temperatura de las superficies internas de la cámara (523 K). [K]

T_{eBH} : Temperatura exterior de la base del cilindro caliente. [K].

T_{eLH} : Temperatura exterior de la zona lateral del cilindro. [K]

\varnothing_i : Diámetro interior del cilindro. [mm].

\varnothing_e : Diámetro exterior del cilindro. [mm].

e: espesor de la pared del cilindro. [mm].

H: altura del cilindro. [mm].

A_B : Área de la base del cilindro. [m²].

A_L : Área lateral exterior plana del cilindro. [m²].

h_C : coeficiente de transferencia de calor por convección. [W /m²·K]

h_{RH} : coeficiente de transferencia de calor por radiación en el foco caliente. [W /m²·K]

k: conductividad térmica del acero. (80,2 [W /m·K])

El circuito térmico puede reducirse a:

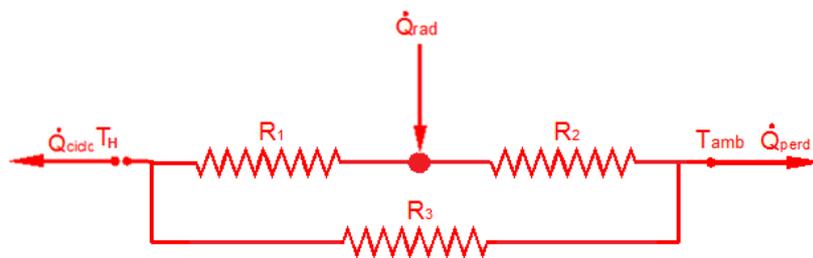


Figura 4.11.- Reducción del circuito térmico de la figura 4.10.

Las resistencias térmicas son:

Ec. 4.10.

Ec. 4.11.

Ec. 4.12.

De la figura 4.10. se tiene que el flujo de calor por radiación está dado por:

$$\dot{Q}_{rad} = \dot{Q}_{ciclo} + \dot{Q}_{perd} + \dot{Q}_{cond} \quad \text{Ec. 4.13.}$$

El valor de \dot{Q}_{ciclo} es igual al calor que debe entrar al ciclo multiplicado por la frecuencia de giro del motor; siendo:

$$\dot{Q}_{ciclo} = Q_{ciclo} \cdot f \quad \text{Ec. 4.14.}$$

El esquema de la figura 3.16 es una configuración delta de resistencias térmicas, y puede transformarse en el sistema "Y" de la figura 3.17 utilizando el teorema de Kennelly.⁵²

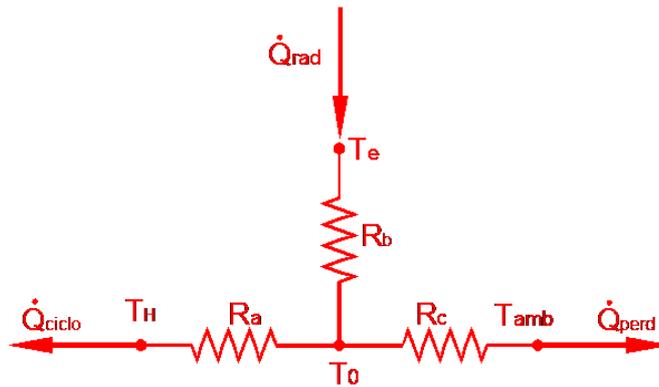


Figura 4.12.- Reducción del circuito térmico de la figura 4.11.

Las resistencias mostradas en la figura 3.18 son:

$$R_a = \frac{R_1 \cdot R_3}{R_1 + R_2 + R_3} \quad \text{Ec. 4.15.}$$

$$R_b = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2 + R_3} \quad \text{Ec. 4.16.}$$

$$R_c = \frac{R_2 \cdot R_3}{R_1 + R_2 + R_3} \quad \text{Ec. 4.17.}$$

La temperatura T_0 de la figura 3.18 es una temperatura ficticia que se calcula utilizando un flujo conocido, en este caso el flujo de calor \dot{Q}_{ciclo} . La temperatura T_0 es:

$$T_0 = T_H + R_a \cdot \dot{Q}_{ciclo} \quad \text{Ec. 4.18.}$$

⁵² http://es.wikipedia.org/wiki/Teorema_de_Kennelly

El calor que se pierde \dot{Q}_{perd} es:

$$\dot{Q}_{perd} = \frac{(T_0 - T_{amb})}{R_c} \quad \text{Ec. 4.19.}$$

La mayoría de datos necesarios para encontrar la resistencia térmica equivalente en el foco caliente ya han sido encontrados en la sección 3.1.2 correspondiente al análisis para el foco frío. El único valor que aún no se conoce es el coeficiente de transferencia de calor por radiación h_R en el foco caliente, mismo que se calcula con la ecuación 3.3.

Tabla 4.5. Datos y resultados en el cálculo del coeficiente transferencia de calor por radiación en el foco caliente.

Parámetro:	Valor:	Obtenido por:
ϵ	0,88	Tabla A-18 del texto de Çengel, pág 741.
σ	$5,67 \times 10^{-8} \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K}^4]$	Texto de Incropera, pág. 9
T_H	523 [K]	Tabla 4.1.
T_{atr}	295 [K]	Datos de NASA, ver Anexo 02
h_R	14,72 [W/m² · K]	Ecuación 3.3.

Tabla 4.6. Datos y resultados en el cálculo de resistencias térmicas y flujos de calor en el foco caliente.

Parámetro:	Valor:	Obtenido por:
A_B	$4,0715 \times 10^{-3} \text{ m}^2$.	$A_B = \pi \cdot \varnothing_i^2 / 4$.
k	80,2 [W/m · K].	Tabla A.1. de Incropera, pág. 827.
h_{RH}	14,72 [W/m ² · K]	Tabla 4.5.
h_C	11,02 [W/m ² · K]	Tabla 3.5.
e	0,0005 m.	Figura 4.9.
A_L	$0,01835 \text{ m}^2$.	$A_L = \pi \cdot \varnothing_e \cdot L$.
H	0,080 m.	Figura 4.9.

Continuación de tabla 4.6. Datos y resultados en el cálculo de resistencias térmicas y flujos de calor en el foco caliente.

Parámetro:	Valor:	Obtenido por:
R_1	$3,422 \times 10^{-4} \left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right]$	Ecuación 4.10.
R_2	$2,1188 \left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right]$	Ecuación 4.11.
R_3	$9,5435 \left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right]$	Ecuación 4.12.
R_a	$2,8 \times 10^{-4} \left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right]$	Ecuación 4.15.
R_b	$6,2 \times 10^{-5} \left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right]$	Ecuación 4.16.
R_c	$1,7338 \left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right]$	Ecuación 4.17.
Q_{ciclo}	4,777 [J]	Tabla 4.2.
f	1,11 [Hz]	Sección 4.1.1.1.
\dot{Q}_{ciclo}	5,30 [W]	Ecuación 4.14.
T_0	250,001 [°C]	Ecuación 4.18.
\dot{Q}_{perd}	131,50 [W]	Ecuación 4.19.
\dot{Q}_{cond}	3,47 [W]	Sección 4.1.1.1.
\dot{Q}_{rad}	140,27 [W]	Ecuación 4.13.

El calor que el foco caliente debe recibir en su superficie es:

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = 140,27 \text{ W}$$

Este valor es el resultado de multiplicar el calor reflejado por el colector y la absorptividad de la superficie negra del foco caliente.

4.1.2. DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DEL CIGÜEÑAL.

En base a la experiencia obtenida en el desarrollo del motor tipo alfa, se debe diseñar un cigüeñal que permita reducir el rozamiento para que sea mucho menor que el trabajo que genera el motor. Para cumplir con esta consigna se decide construir un cigüeñal con un diámetro de 2mm, seleccionando una excentricidad de

11,5 mm para la biela del diafragma y una de 13 mm para la biela del desplazador. De esta manera se logra las condiciones indicadas en la tabla 4.1. y, por tanto, el trabajo obtenido y detallado en la tabla 4.2.

4.1.3. DISEÑO DEL VOLANTE DE INERCIA.

Se requiere un volante de inercia de un peso mínimo y que sin embargo tenga una inercia lo suficientemente grande para conservar el giro del motor en una velocidad casi constante. Esto se explicó con mayor detalle en la sección 2.1.5.

Ya que este motor genera un trabajo mucho menor que el que se esperaba en el motor tipo alfa, y con la finalidad de lograr bajos rozamientos y un alto momento de inercia, se decide construir un volante de inercia consistente de una placa de acero inoxidable de 1,8mm de espesor y con un diámetro de 160 mm. Se decide realizar 8 perforaciones concéntricas de 13 mm de diámetro como se ilustra en la figura 4.13.

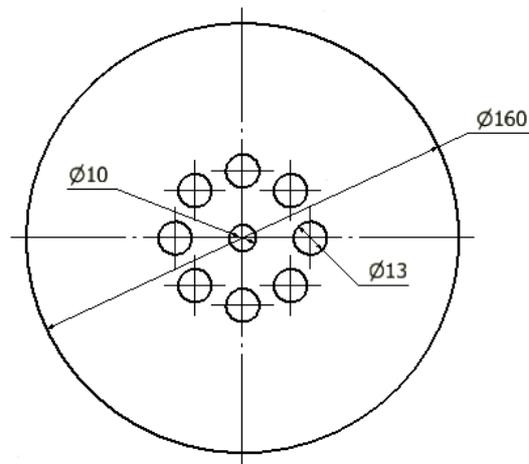


Figura 4.13.- Volante de inercia de placa de acero inoxidable de 1,8mm de espesor.

4.2. CONSTRUCCIÓN DE UN MOTOR STIRLING TIPO GAMMA.

4.2.1. CÁMARA DE CALENTAMIENTO PARA EL FOCO CALIENTE.

El cilindro se lo obtiene una lata de conservas de 72mm de diámetro interior, a la cual se la corta en una longitud de 80 mm. En la parte inferior del cilindro perforar un agujero central de 5mm de diámetro. En dicho orificio se instala un eje de 50mm de

longitud el cual presenta una cabeza similar a un tornillo con un roscado en los 5mm cercanos a la cabeza. Este elemento se ilustra en la figura 4.14.



Figura 4.14.- Guía del foco caliente.

La guía del foco caliente (figura 4.14) se ubica en el orificio de 5mm de diámetro y se asegura utilizando 2 arandelas y una tuerca. Se pone silicona resistente a alta temperatura (silicón rojo) entre las arandelas y la base de la cámara se .La figura 4.15 ilustra la forma final:



Figura 4.15.- Cámara de calentamiento del fluido de trabajo (diámetro interior 72mm, longitud 80mm).

4.2.2. CÁMARA DE ENFRIAMIENTO PARA EL FOCO FRÍO.

Para la cámara de enfriamiento del fluido de trabajo se requiere un cilindro metálico con tapa sellada de longitud total 30mm, diámetro interior 72mm y espesor de pared de 0,5mm. El cilindro se lo obtiene de una lata de conserva de dicho diámetro, la cual se corta a la altura indicada. Además en la parte superior del cilindro se deben

realizar perforaciones de 4mm y 8mm, a distancias como las que indica la figura 4.16:

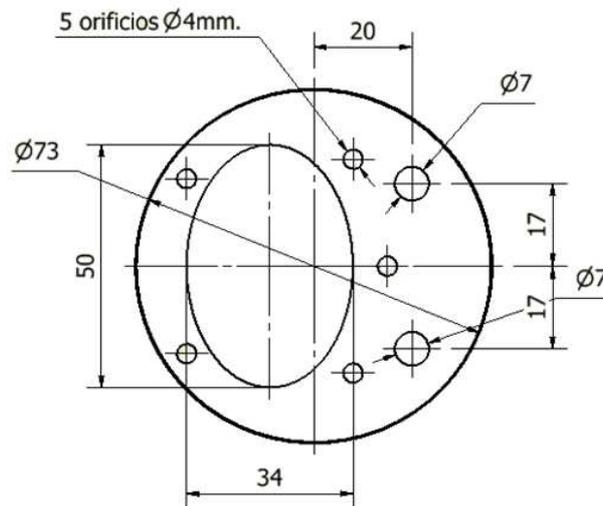


Figura 4.16.- Tapa de cámara de enfriamiento del fluido de trabajo.

El orificio elíptico mostrado en la 4.16. permite que el diafragma de látex pueda trabajar en esa zona. Los 5 orificios alojarán pernos de 5/32" los cuales sujetarán al diafragma de látex que estará entre la tapa de la figura 4.16 y una placa de acero con perforaciones similares (figura 4.17).

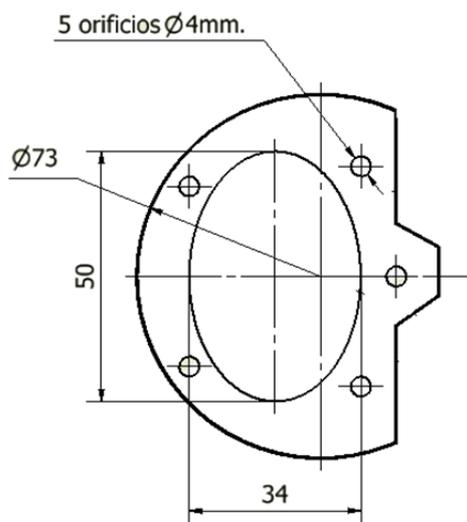


Figura 4.17.- Placa de sujeción para el diafragma.

4.2.3. CONSTRUCCIÓN DEL DIAFRAGMA.

El diafragma en este motor actúo como pistón de potencia. Se necesita la parte correspondiente a la palma de la mano de un guante quirúrgico (guante de látex).

Se lo construye poniendo un cilindro de 20mm de diámetro y 16mm de altura bajo la porción de látex, sobre esta se ubica la placa de sujeción para el diafragma de manera que el cilindro quede en el centro de la elipse. Se marca los puntos correspondientes a las perforaciones y el perímetro de la placa y se recorta a la medida realizando además los agujeros en los puntos señalados.

El diafragma al estar extendido tiene una forma aproximada a una semiesfera. En su parte central se realiza un agujero en el cual se instalará la biela correspondiente. Esta biela debe ser de un material ligero; se fabrica un cilindro de nylon de 50mm de longitud, 8mm de diámetro exterior y un agujero central de 3mm de diámetro donde pasará un tornillo auto-roscante para sujetar la biela. El resultado obtenido se ilustra en la figura 4.18.



Figura 4.18.- Diafragma: biela y diafragma.

El volumen de trabajo del diafragma puede ser estimado al ser llenado con agua y posteriormente retirar el agua con una jeringuilla marcada. Los centímetros cúbicos de agua que se hayan retirado representan la mitad del volumen de trabajo del diafragma. En este caso, este volumen de trabajo es de aproximadamente 12cc.

Finalmente, se instala el diafragma sobre la tapa de la cámara de enfriamiento y sobre el diafragma de látex si ubica la placa de sujeción. Además, para asegurar la hermeticidad, se utiliza silicona en la unión entre el látex y el acero y se aprietan las tuercas de los pernos que rodean a la elipse del diafragma.

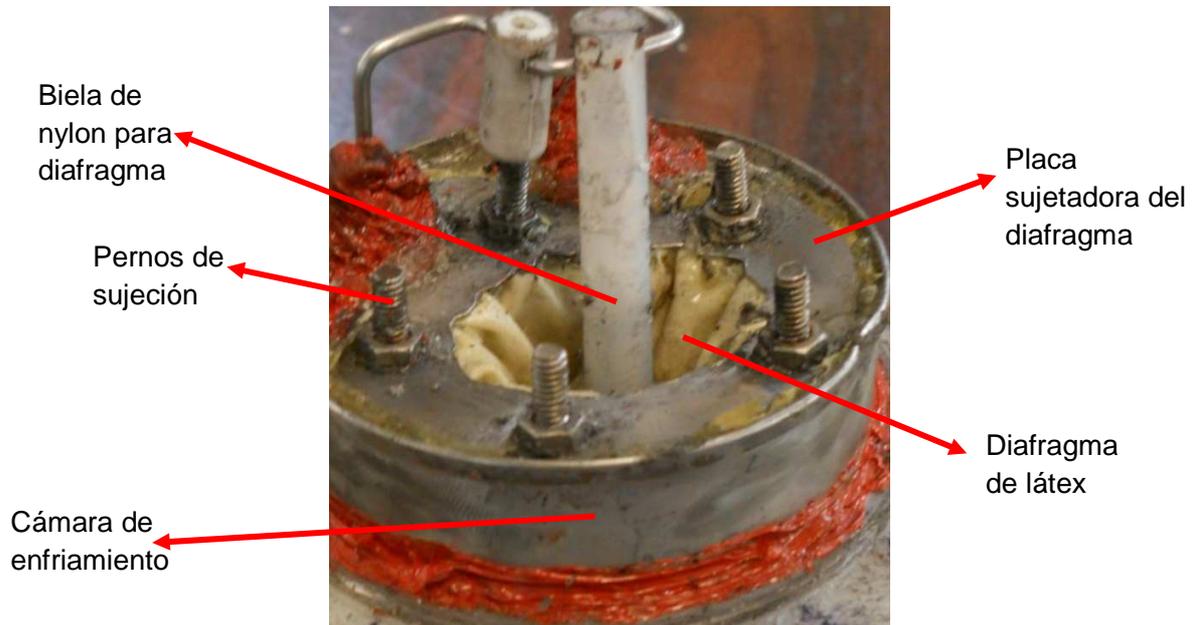


Figura 4.19.- Instalación y sujeción de diafragma.

4.2.4. CONSTRUCCIÓN DE GUÍAS PARA DESPLAZADOR.

Dos de estas guías estarán ubicadas en la tapa de la cámara de enfriamiento y permiten que un eje de 2mm de diámetro deslice holgadamente por ellas. Otra de estas guías se ubicará en la parte inferior del desplazador y permitirá que la guía de la cámara de calentamiento de 3mm de diámetro (figura 4.15) se deslice fácilmente. Dos más de estos elementos darán apriete al eje de 2mm de diámetro y se ubicarán en la parte superior del desplazador; su función es mantener solidario el eje guía con el desplazador.

Se necesita un eje de teflón de diámetro 20mm y longitud de 70mm. En el torno se desbasta el eje de teflón hasta obtener un diámetro de 8mm y longitud de 10mm. En esta longitud se realiza un roscado UNC $\frac{1}{4}$ "', con la finalidad de sujetar estos elementos al desplazador y a la cámara de enfriamiento con una tuercas de la misma denominación. Cortar la guía dejando una base de 3mm de altura y diámetro 20mm como se muestra en la figura:

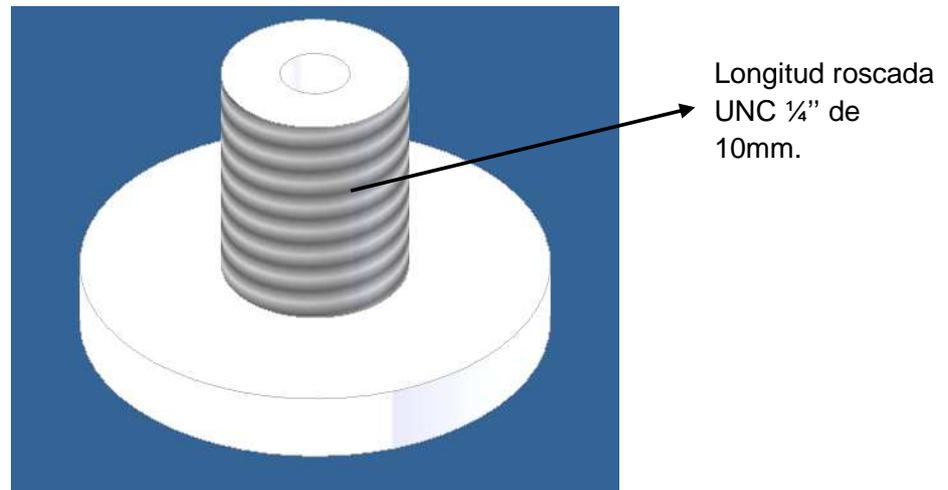


Figura 4.20.- Guía para desplazador.

Dos de estas guías tienen una perforación central de $3/32''$ (aproximadamente 2,38mm) de diámetro. Otra de ellas tiene una perforación central de $1/8''$. Los últimos dos elementos tienen una perforación central de $1/16''$.

4.2.5. CONSTRUCCIÓN DEL DESPLAZADOR.

El desplazador divide al motor en dos zonas, una zona caliente y una zona fría. Para trabajar además como regenerador, debe ser capaz de absorber o ceder calor al fluido de trabajo.

En el presente desarrollo se utilizan dos tapas cilíndricas de metal de 66mm de diámetro exterior y 42mm de longitud con un espesor de pared de 0.5mm. Estos elementos se obtuvieron al cortar latas de conservas del mencionado diámetro.

En una de las dos tapas se realizan 2 perforaciones de 8mm. En estos orificios se coloca las guías del desplazador que tienen una perforación central de $3/32''$ y se sujetan con una tuerca cada una. Se ilustra en la figura 4,21.

En la segunda tapa se perforar un agujero central de 8mm de diámetro en la tapa de 40mm de longitud. En esta perforación se colocará la guía que tiene el diámetro interior de $1/8''$. Se ilustra en la figura 4,22.

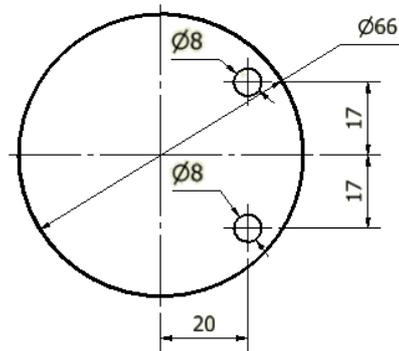


Figura 4.21.- Cara superior del desplazador.

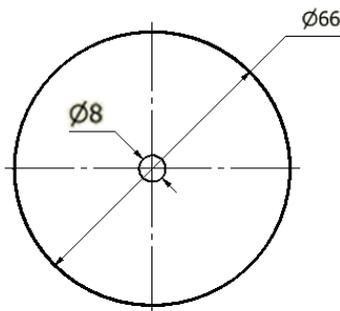


Figura 4.22.- Cara inferior del desplazador.

Se practican 8 ranuras de 10mm de longitud lateralmente en cada tapa para permitir que uno de estos elementos entre en el otro. Se une las dos tapas del desplazador utilizando un sellante resistente al calor colocando antes una esponja en la parte hueca entre las tapas.

4.2.6. CONSTRUCCIÓN DE CIGÜEÑAL.

Se necesita un eje de acero de 2,1mm de diámetro y 210mm de longitud. Este componente del motor se construye en función de las dimensiones que posea el motor.

La forma se obtiene por doblado, teniéndose las dimensiones que se muestran en la figura 4.23.

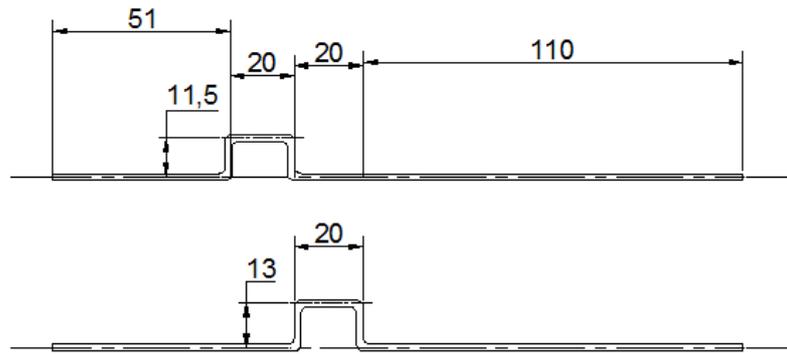


Figura 4.23.- Eje cigüeñal en vistas frontal y superior.

4.2.7. CONSTRUCCIÓN DEL VOLANTE DE INERCIA.

Se construye el volante de inercia según los datos especificados en la figura 4.13 de la sección 4.1.3. Se coloca una protección de caucho en la circunferencia del volante. Finalmente se ensambla el volante de inercia al cigüeñal doblando el alambre del cigüeñal alrededor de los orificios del volante de inercia y sujetando al cigüeñal con el volante con un alambre más delgado y flexible. Como bocines del cigüeñal se utilizarán dos pequeñas tuercas cuyo diámetro interior es 2,5mm.

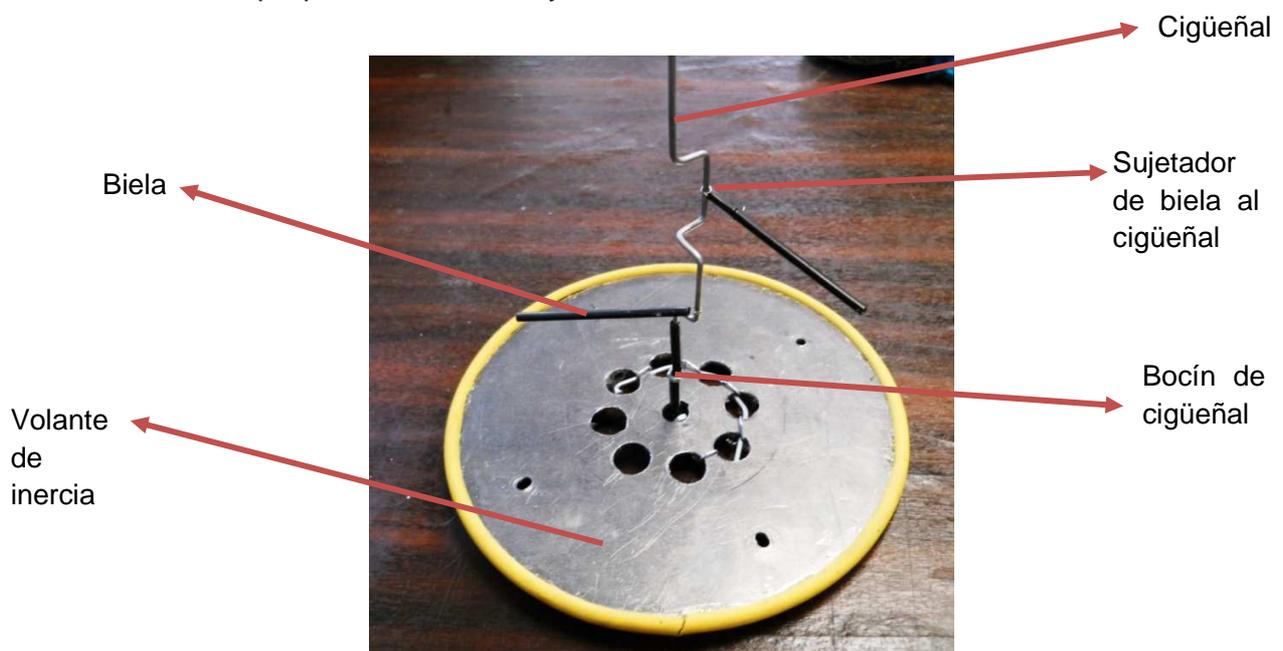


Figura 4.24.- Conjunto Volante de Inercia y cigüeñal.

4.2.8. CONSTRUCCIÓN SOPORTE DEL MOTOR STIRLING TIPO GAMMA.

Para construir este soporte se necesita un disco de acero de 90mm de diámetro interior y 130mm de diámetro exterior, con un espesor de 50mm. Este elemento debe tener perforaciones de 8mm de diámetro que formen un cuadrado y 6 perforaciones de 5mm de diámetro, dos en cada punto hasta formar un triángulo como se muestra en la figura 4.25:

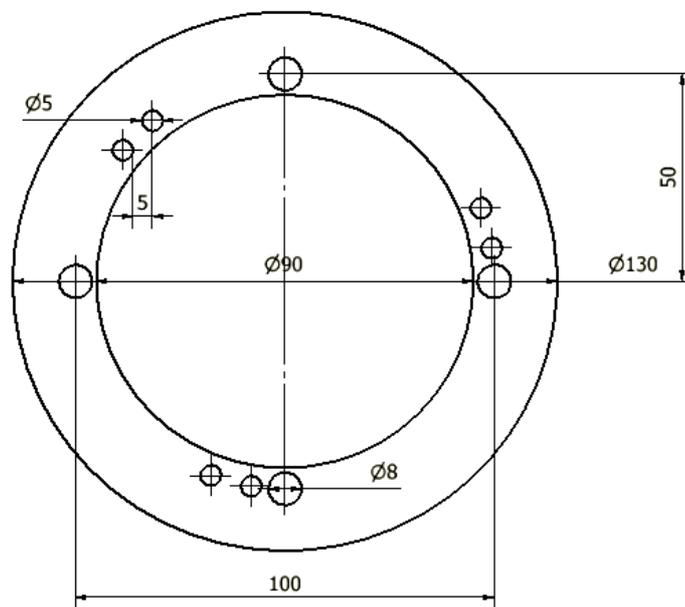


Figura 4.25.- Esquema del disco soporte del motor Stirling gamma.

En los agujeros pares que forman el triángulo, se deben colocar pletinas de 350mm de longitud y 25mm de ancho. Las pletinas serán dobladas en sus extremos. El doblez tiene por objetivo permitir el ensamblaje del soporte del motor al colector parabólico. En las áreas dobladas se realizan agujeros de 5mm (dos) y en la zona que va al colector solar un agujero de 10mm.

Al disco se deben soldar dos tubos cuadrados de 20mm x 20mm x 1.5mm, con una longitud de 100mm. Estos tubos son el apoyo del cigüeñal y deben ser colocados opuestos y tomando como referencia la línea que pasa por el centro del disco. Se necesita, además cuatro placas de acero con perforaciones de 5mm como se muestra en la figura 4.26:

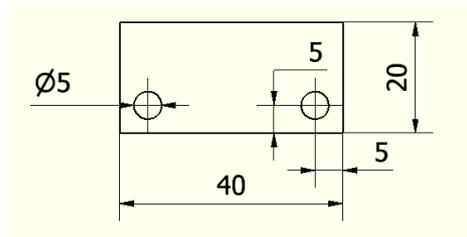


Figura 4.26.- Placas de acero para soportar al cigüeñal.

Soldar en el extremo de cada tubo cuadrado una placa de acero, las dos placas sobrantes se utilizan para ajustar el cigüeñal al soporte del motor.

Se corta 3 pletinas de acero de 20x3x400mm las cuales se perforan para ser acopladas en el disco descrito en la figura 4.25. Posteriormente son dobladas para permitir su acople a la base del reflector parabólico.



Figura 4.27.- Soporte del motor Stirling gamma.

4.2.9. SEPARADOR ENTRE CÁMARA DE CALENTAMIENTO Y CÁMARA DE ENFRIAMIENTO.

El separador se construye con un eje de duralón con diámetro de 160mm y 25mm de espesor. Se maquina en el torno hasta tener un diámetro interior de 69mm y uno exterior de 140mm.

En la parte frontal realizar un canal de 1mm de longitud y 5mm de profundidad, a una distancia de 35mm desde el centro del agujero realizado hasta topar con el duralon. Voltear la pieza y realizar el mismo procedimiento.

Perforar cuatro agujeros de 8mm de diámetro, haciéndolos coincidentes con los realizados en el disco del soporte del motor.

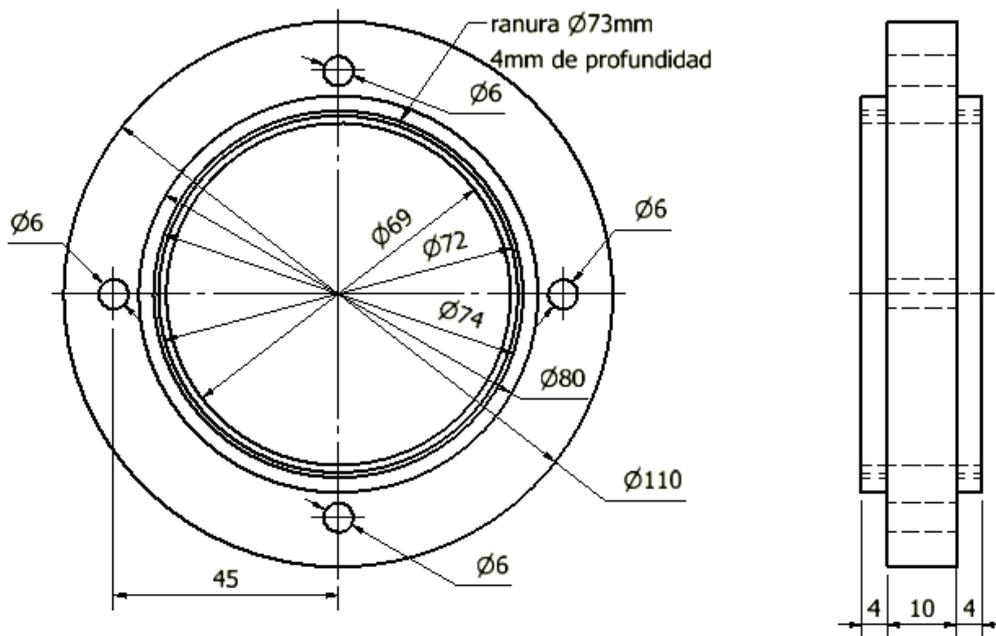


Figura 4.28.- Esquema de brida de unión entre cámaras fría y caliente.

Para terminar con la construcción del motor Stirling tipo gamma se realiza el siguiente ensamblaje:

- I Doblar un eje de acero de 2mm de diámetro y 100mm de longitud en forma de U, el cual será el elemento guía del desplazador, teniendo en cuenta las distancia que existe entre guías.
- II Por las guías colocadas en la cámara fría, pasar el eje en forma de U. Luego unirlo al desplazador y ajustarlo con las tuercas colocadas en la guía.

- III Instalar las cámaras fría y caliente en las ranuras practicadas en el separador; utilizar silicón para alta temperatura (silicón rojo) para pegar y asegurar la hermeticidad. En el elemento guía del desplazador ubicar un acople para biela, mismo que se ilustra en la figura 4.29. El cilindro de presión con todos los elementos se ilustra en la figura 4.30:

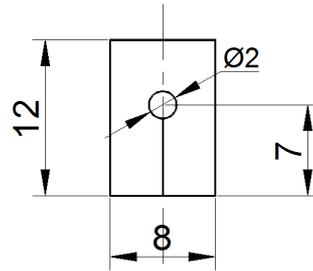


Figura 4.29.- Acople de biela de nylon para el elemento guía del desplazador.



Figura 4.30.- Acoplamiento del cilindro de presión y sus elementos.

- IV Unir con pernos el cilindro de presión del motor Stirling tipo gamma con el soporte del motor. Se utilizan sorbetes delgados como bielas, los cuales son ensamblados con sus respectivos acoples de bielas. El cigüeñal tiene como apoyo a tuercas de diámetro interno delgado las cuales son apretadas entre las placas del soporte. Todo este acoplamiento se ilustra en la figura 4.31.



Figura 4.31.- motor Stirling tipo gamma.

4.3. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING TIPO GAMMA.

Las pruebas de funcionamiento que se realizan al motor Stirling gamma son:

- Pruebas de fricción
- Prueba de fugas del motor Stirling.
- Prueba de funcionamiento del motor Stirling.

4.3.1. PRUEBAS DE FRICCIÓN DEL MOTOR STIRLING.

Un motor exitoso es aquel que presenta fricciones y fugas mínimas, de manera que no desperdicie trabajo en vencer estos dos efectos negativos.

Las fricciones más importantes se evidencian en los apoyos del cigüeñal y en las guías del regenerador, tanto en las superiores como en las inferiores.

- Fricciones en las guías del regenerador.

Esta prueba consiste en medir la fuerza para levantar el regenerador a velocidad constante cuando se encuentra instalado dentro del cilindro de presión y las guías se encuentran en su sitio. Para medir la fuerza se utiliza un dinamómetro.

Inicialmente se realiza la prueba y se obtiene 120 gramos de fuerza, de los cuales 70 gramos corresponden al peso del regenerador; es decir que el rozamiento en las guías es de aproximadamente 50 grf. Este rozamiento aplicado en el eje excéntrico del cigüeñal, el cual tiene 11,5mm de excentricidad, generaría un torque de rozamiento de 5,64N·mm. En la ecuación 1.23 del primer capítulo se explica cómo se puede transformar un torque en trabajo por ciclo. De esta manera, el rozamiento de 5,64N·mm representa:

$$W_{\text{Rozamiento}} = (2 \cdot \pi) 0,00564$$

$$W_{\text{Rozamiento}} = 0,0354 \text{ [J]}$$

Es decir, para vencer ese rozamiento, el motor requiere 0,0354J de los 0.071J que se espera que genere; esto es casi un 50% de la energía, lo cual es excesivo.

Se procede a aumentar el diámetro de las guías para reducir el rozamiento, y se coloca silicona para evitar fugas; después de ello el rozamiento medido fue de 20 grf que representan 2,256N·mm o 0,014J, lo cual es un valor menor y resulta bastante aceptable.

- Fricciones en los apoyos del cigüeñal.

Un procedimiento similar se realiza para medir las fricciones en los apoyos del cigüeñal; para ello se instala al volante en el cigüeñal y este último en sus apoyos. Esta vez se mide la fuerza necesaria para lograr el giro del volante, para lo cual se aplica la fuerza a cierto radio del centro. La fuerza medida con un radio de 60mm fue extremadamente baja y se observó un promedio de 2grf; estos representan 1,196N·mm o 0,008J.

- Fricciones en el motor Stirling tipo gamma.

Una vez reducidas las fricciones locales a un valor mínimo, es necesario conocer las fricciones en todo el conjunto. Una vez ensamblado el cigüeñal a las bielas del desplazador y del pistón de potencia, se coloca la fuerza a 60mm de longitud, y el valor promedio obtenido fue de 8grf, los cuales equivalen a 0,02956J de energía, o a un torque de 4,704N·mm.

4.3.1. PRUEBAS DE FUGAS DEL MOTOR STIRLING.

La prueba de fugas se llevó a cabo en el diafragma y las uniones perforadas que posee el motor. En el diafragma se colocó agua con jabón y se dejó reposar durante un minuto, luego de este tiempo se observó que el nivel del agua no había disminuido lo cual hizo concluir que el diafragma no tenía orificios por los que pudiera pasar el fluido.

Para verificar las fugas en las guías y en las zonas de unión, se acerco una vela a cada una de estas zonas; es decir: las guías, las uniones del separador con la cámara caliente y fría. Se hizo girar el volante de inercia para tener el trabajo del diafragma. En caso de existir fugas, se debería observara la llama cambiando bruscamente su dirección; sin embargo, no se observó dicho efecto. Al terminar esta prueba se concluyó que el motor no tenía fugas excesivas.

4.3.2. PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING.

Para esta prueba es necesario un reverbero, termómetro digital y dos termocuplas tipo J.

Las dos termocuplas tipo J se instalan en el motor Stirling, la primera en la parte media del foco caliente y la segunda en el foco frío para tener datos de las temperaturas de operación. Luego se conectan al termómetro digital.

El reverbero se coloca en la parte inferior del motor Stirling, es decir en el foco caliente.

Se conecta el reverbero para hacer subir la temperatura en el foco caliente y es aquí donde se gira el volante de inercia en sentido anti – horario y comienza el motor a girar con cierta dificultad. Esto indica que necesita ser balanceado, para lo cual se coloca una masa de 15gr en el ángulo opuesto al eje excéntrico del desplazador, observando que el motor puede mantener el giro con mayor facilidad.

Cuando el foco caliente se encuentra a 150°C y el frío a 35°C se obtuvieron 73 rpm; y cuando el foco caliente alcanzó 200°C estando el frío a 50°C se tuvo aproximadamente 138 rpm. Se observó además que el motor funciona con una temperatura mínima de 90°C en el foco caliente y mantiene aproximadamente 60 rpm.

Se realiza una segunda prueba después de reducir el rozamiento en el sistema, de obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 4.7. Temperaturas de foco caliente y foco frío y velocidad de giro del motor Stirling tipo gamma en pruebas de laboratorio.

T_H [°C]	T_L [°C]	Velocidad de giro [rpm]
75	21,3	38
100	21,4	70
140	21,7	115
180	23,4	167
200	26,4	194
220	29,0	221
235	34,7	246
231	46,4	220
240	49	225
250	52	229
253	55	233

En esta segunda prueba se pudo iniciar el movimiento cuando el foco caliente se encontraba a 75°C y el foco frío a 21,3°C. Al observar el movimiento del motor se dedujo que en estas condiciones de temperatura el motor genera la energía mínima

necesaria para vencer el rozamiento y obtener el giro del motor; esto quiere decir que la energía que se pierde por rozamiento es igual a la energía generada por el motor cuando el foco caliente se encuentra a 75°C y el frío a 21,3°C. Con los datos de diseño de la tabla 4.1 y en base a la formulación de la sección 1.4.4.3, se obtienen los siguientes resultados para las temperaturas de trabajo indicadas.

Tabla 4.8. Trabajo mínimo requerido para lograr el movimiento del motor construido.

Diámetro aprox. del diafragma	24	Mm
Carrera aprox. del diafragma	23	Mm
Diámetro del desplazador	66	Mm
Carrera del desplazador	26	Mm
Volumen muerto en la cámara caliente	15	cm³
Volumen muerto en la cámara fría	15	cm³
Volumen muerto en el regenerador	300	cm³
Temperatura alta (T_H)	75	°C
Temperatura baja (T_L)	21,3	°C
Eficiencia del regenerador	50%	
Masa de aire	0,3324	[g]
Presión media	71,946	[KPa]
Trabajo mínimo requerido	0,022	[J]
Torque mínimo requerido	3,57	[N·mm]

El trabajo mínimo requerido para obtener el movimiento del motor es de 0,022 [J] lo que equivale a 3,57 N·mm de torque de rozamiento. Esta reducción en el rozamiento permite que el motor tenga mayor energía disponible y por lo tanto alcance mayores revoluciones.

La energía disponible en el motor es igual al trabajo generado menos la energía perdida por rozamiento. El trabajo generado se calculó en la tabla 4.1, y la pérdida de energía por rozamiento en la tabla 4.8. De esta forma, la energía disponible por cada ciclo es:

$$W_{disp} = 0,071 - 0,022$$

$$W_{disp} = 0,049 [J]$$

La potencia disponible será igual al trabajo disponible por la frecuencia de giro en las condiciones de trabajo (250°C en el foco caliente y 55°C en el foco frío). De la tabla

4.7 se obtiene que las revoluciones en estas condiciones son alrededor de 230 rpm; es decir, 3,833 Hz.

La potencia disponible del motor es:

$$P_{disp} = 0,049 \cdot 3,833$$

$$W_{disp} = 0,188 \text{ [Watts]}$$

Es necesario recordar que estas pruebas fueron realizadas en laboratorio, en donde no existe un flujo de aire considerable; es por ello que es necesario realizar las pruebas en exteriores utilizando el reflector parabólico para brindar la energía al motor. Estas pruebas se encuentran detalladas al final del capítulo 5.

4.4. SIMULACIÓN MOTOR STIRLING GAMMA.

Al realizar un proceso de diseño, sobre todo si se trata de un diseño nuevo, es muy poco probable que los resultados obtenidos sean exactamente los esperados, ya sea a causa de errores humanos, técnicos o por fallas al asumir condiciones o criterios. Por esta razón, es necesario analizar el mecanismo e identificar los aciertos y los errores del diseño para mejorarlo y alcanzar resultados satisfactorios.

4.4.1. DEFINICIÓN DE ENTRADAS.

Para la simulación se definen dos fuerzas como funciones de entradas: la fuerza por presión en los cilindros y la fuerza por rozamiento entre los elementos. A continuación se define las funciones de estas dos fuerzas:

4.4.2. FUERZA POR PRESIÓN EN EL DIAFRAGMA.

En base a los datos termodinámicos planteados al inicio de este capítulo, se obtuvo la curva de presión vs ángulo de giro mostrada en la figura 4.32.

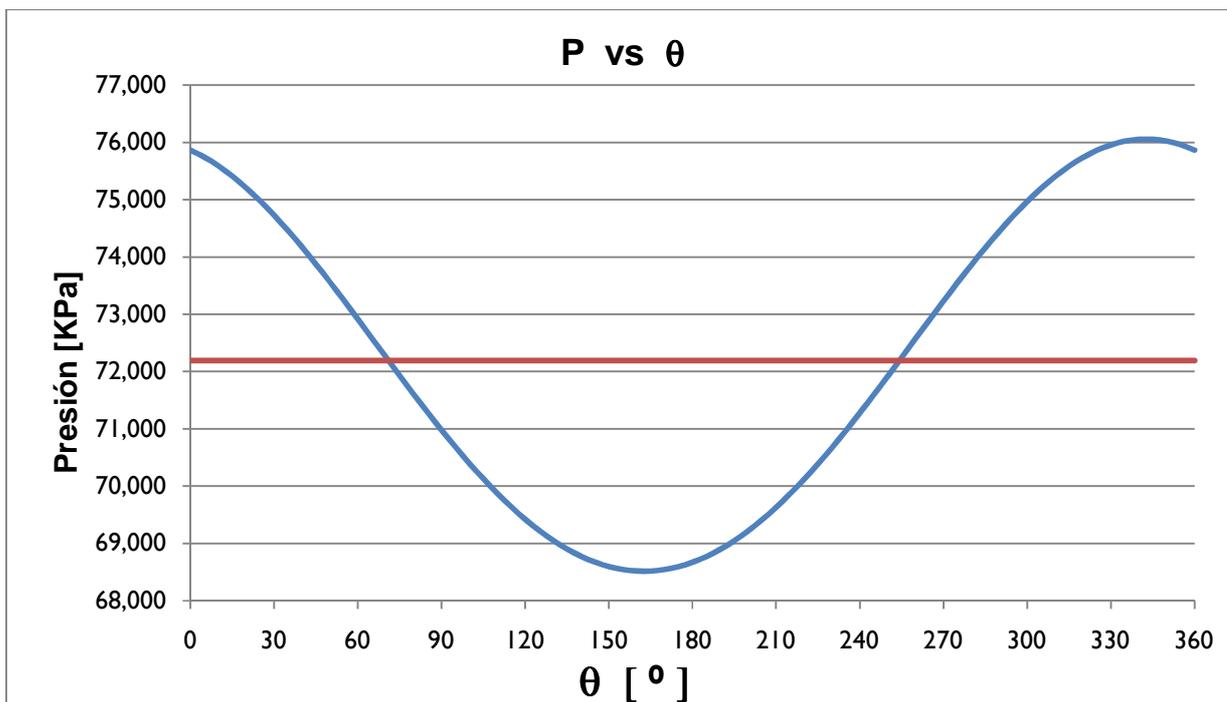


Figura 4.32.- Curva P vs θ para el motor tipo gamma.

La curva de la figura 4.32 tiene una forma sinusoidal y se aproxima a una función trigonométrica que puede ser encontrada mediante la suma de otras sinusoidales; de esta forma, se deduce con la ayuda de Excel una función que se ajuste a la de la figura 4.32 obteniéndose la siguiente función:

$$P_{\theta} - P_{media} = 3863 \cdot \text{sen}(\theta - 108). \text{ [Pa]} \quad \text{Ec. 4.20}$$

La fuerza que se ejerce sobre cada pistón es igual a su área multiplicada por la presión manométrica que recibe. Ya que la presión manométrica es igual a la presión media del sistema, entonces se tiene que la fuerza sobre cada pistón es:

$$F_{\theta} = \left((P_{\theta} - P_{media}) \cdot \pi \cdot \frac{\phi_p^2}{4} \right). \text{ [N]} \quad \text{Ec. 4.21}$$

La tabla 4.9 resume los valores necesarios para hallar la fuerza que soportan el desplazador y diafragma:

Tabla 4.9. Datos para el cálculo de la Fuerza aplicada en el motor.

Parámetro:	Valor:	Obtenido de:
$P_{\theta} - P_{media}$	3863 [Pa]	Ecuación 4.20.
ϕ Diafragma	0,024 [m]	Tabla 4.1.

Con los datos de la tabla 4.9 se obtiene la siguiente ecuación de la fuerza aplicada sobre el diafragma en función del ángulo del cigüeñal

$$F_{\theta} = 1,7476 \cdot \text{sen}(\theta - 108) \text{ [N]} \quad \text{Ec. 4.22}$$

4.4.3. Fuerza por rozamiento.

Es posible estimar el rozamiento en los diferentes elementos, e incluir estos como entradas en cada una de las juntas o uniones que tiene el sistema.

Tomando la ecuación 3.30, de la sección 3.4, se calcula el rozamiento de todo el sistema:

$$T_R = \frac{\mu \cdot \pi \cdot L_R \cdot \phi_R^3}{4 \cdot d} \cdot \omega + T_{RNV} \text{ [N.m]} \quad \text{Ec. 4.23}$$

Tabla 4.10. Datos y resultados en el cálculo del torque de rozamiento.

Parámetro:	Valor:	Obtenido de:
μ	0,4 [N·s/m ²]	Viscosidad aceite SAE 30W a 20°C. ⁵³
L_R	0,005 [m]	Longitud de los dos asientos del cigüeñal.
ϕ_R	0,002 [m]	Diámetro del cigüeñal.
d	0,00002 [m]	Holgura en la junta rotatoria del eje cigüeñal.
T_R	3,1415 * 10⁻⁴ · ω + T_{RNV} [N.m]	Ecuación 3.30.
T_{RNV}	0,004704 [N.m]	Valor medido en el motor.

Para la simulación se aplica un impulso de 0,1 N·m durante 0,1 segundos.

Hallada la función de la figura 4.32, se procede a realizar la simulación correspondiente, siguiendo los pasos dados en la sección 3.4., tomando en cuenta los valores de la sección 4.3 y la tabla 4.10.

⁵³ FOX, R; McDONALD, A; Introducción a la Mecánica de Fluidos, 4ª edición; Fig. A.2, pág. 843.

En la simulación se obtuvo como resultado final la curva de RPMs vs tiempo, mostrada en la figura 4.33.

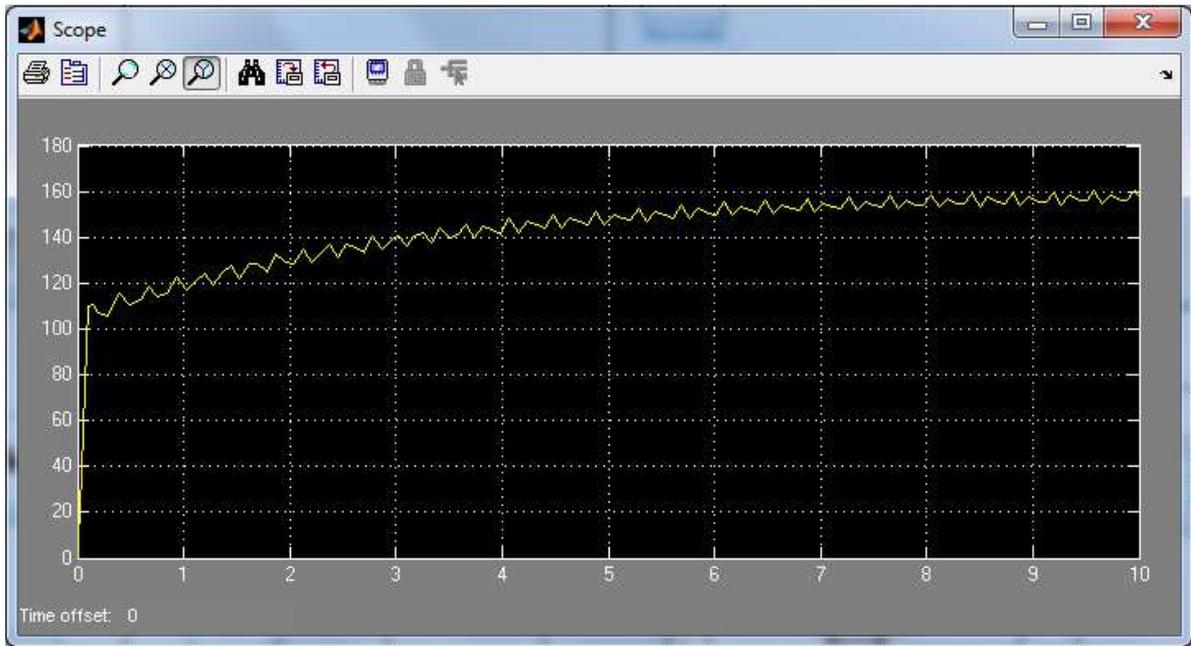


Figura 4.33.- Curva RPMs vs tiempo para el motor gamma.

En la figura 4.33 se observa que la velocidad alcanzada en la simulación es de aproximadamente 156 rpms. Esta velocidad es cercana a la obtenida en las pruebas de laboratorio, por lo que se puede concluir que la simulación ha sido llevada a cabo correctamente.

CAPÍTULO 5.

DIMENSIONAMIENTO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DEL COLECTOR SOLAR PARABÓLICO.

5.1. DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DEL COLECTOR SOLAR PARABÓLICO.

Como se definió en el capítulo 1, **sección 1.5.5**, un colector solar es cualquier dispositivo diseñado para recoger la energía solar y convertirla en energía térmica. El tipo de colector solar que se utiliza en el presente proyecto, es de tipo disco parabólico. Cuando este colector enfrenta al sol, la radiación incidente se refleja hacia su foco.

El colector solar parabólico, cuyo diseño se detalla a continuación, está compuesto de 2 partes principales: el reflector solar parabólico y el soporte inferior giratorio.

5.1.1. DIÁMETRO REQUERIDO DE LA PARÁBOLA DEL REFLECTOR.

Para el diseño se toman valores de radiación directa promedio. En el presente trabajo se han consultado dos fuentes de información: el Atlas Solar del Ecuador con Fines de Generación Eléctrica del CONELEC, publicado en agosto del 2008 (Anexo 03); y los datos de la NASA que se encuentran en el Anexo 02.

Tabla 5.1. Radiación Directa Anual Promedio para Quito.

Radiación Promedio Anual, en Quito [Wh/m ² /día]	Directa	Radiación Promedio Anual, en Quito [Wh/m ² /día]	Difusa	Fuente
4200		2200		CONELEC. Anexo 03
3007		2166		NASA. Anexo 02

Aunque los datos del Atlas del CONELEC son más actuales, se utilizarán los valores de la NASA por ser más conservadores y para asegurar el funcionamiento del sistema.

Para el dimensionamiento del reflector parabólico es necesario establecer la radiación directa instantánea en lugar de la radiación promedio. Esto es posible hacerlo con la siguiente fórmula:

$$r_d = \frac{I_d}{H_d} = \frac{\pi}{24} \cdot \left(\frac{\cos(\omega) - \cos(\omega_s)}{\sin(\omega_s) - \frac{\pi \cdot \omega_s}{180} \cos(\omega_s)} \right). \quad \text{Ec. 5.1.} \quad ^{54}$$

Aquí se tiene que:

r_d : Relación de la radiación horaria con respecto a la radiación diaria total.

I_d : Radiación incidente instantánea. [W/m²]

H_d : Radiación diaria total. [Wh/m²/día]

ω : ángulo horario. [°]. $\omega = 15 \cdot (H_h - 12)$. ⁵⁵

ω_s : ángulo horario del ocaso. [°]. $\cos(\omega_s) = -\tan(\phi) \cdot \tan(\delta)$. ⁵⁶

ϕ : latitud [°].

δ : declinación [°]. $\delta = 23,45 \cdot \sin\left(360 \cdot \frac{284+N}{365}\right)$. ⁵⁷

N: número de día del año.

Con la ecuación 3.11 y los datos de radiación directa diaria de la NASA se puede obtener una curva aproximada de la radiación instantánea a lo largo del día, conociendo que la latitud en Quito es -1°, y asumiendo que se trata de un día del mes de noviembre, entonces: N = 315.

Con estos valores y las formulaciones matemáticas previas se obtiene la curva de radiación instantánea vs hora el día.

⁵⁴ CAMPUZANO, M; Diseño y Construcción de un Sistema de Enfriamiento por Adsorción Solar; pág. 97.

⁵⁵ CAMPUZANO, M; Diseño y Construcción de un Sistema de Enfriamiento por Adsorción Solar; pág. 98.

⁵⁶ DUFIE, J; Solar Energy Thermal Processes; pág. 17.

⁵⁷ DUFIE, J; Solar Energy Thermal Processes; pág. 15.

Tabla 5.2. Radiación instantánea según la hora del día para un día de Noviembre.
 $H_0 = 3007 \text{ [Wh/m}^2\text{/día]}$

Hora del día	Radiación Instantánea $I_0 \text{ (W/m}^2\text{)}$
6	-0,04
7	101,83
8	196,77
9	278,29
10	340,84
11	380,16
12	393,57
13	380,16
14	340,84
15	278,29
16	196,77
17	101,83
18	-0,04

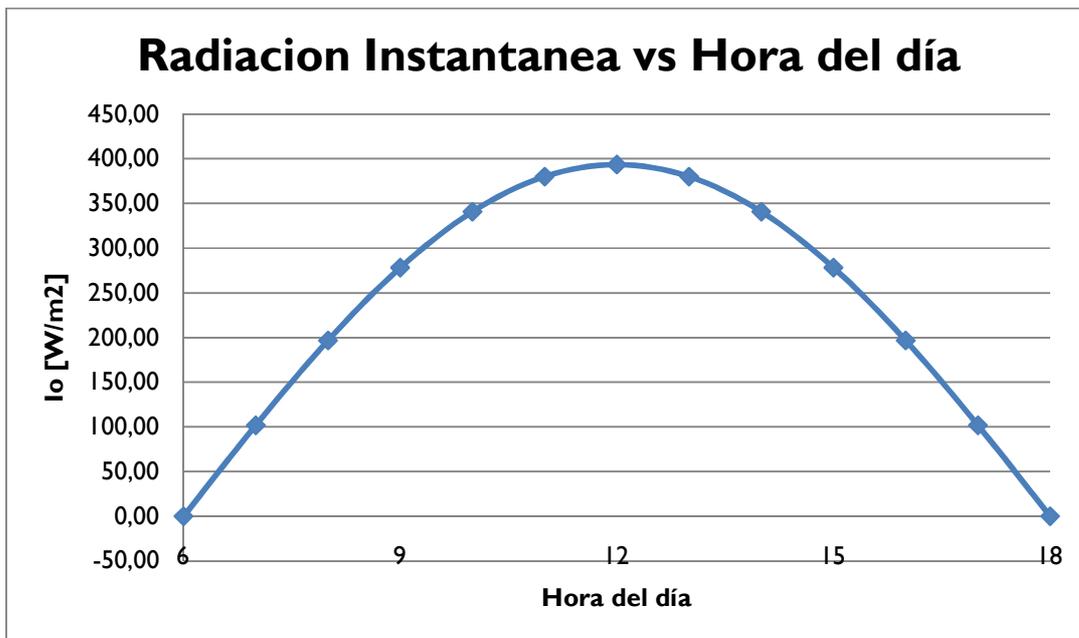


Figura 5.1.- Radiación instantánea vs Hora del día, para un día de Noviembre.

Es necesario establecer un horario usual de trabajo, ya que este es un prototipo de laboratorio. Por ello se asume que el prototipo trabaja solamente entre las 9 y las 16 horas con un total de 7 horas de trabajo, teniendo en estas horas una radiación promedio de: $\bar{I}_0 = 323,61 \left[\frac{W}{m^2} \right]$.

El reflector solar parabólico dirige hacia el punto focal la radiación solar que incide sobre su superficie, paralelamente a su eje. La radiación que se refleja se encuentra con la fórmula:

$$Q_{refl} = \bar{I}_0 \cdot \rho \cdot \left(\frac{\pi \cdot \emptyset_p^2}{4} \right) \cdot g \quad Ec. 5.2.$$

Donde:

\bar{I}_0 : Radiación promedio. $\bar{I}_0 = 323,61 \left[\frac{W}{m^2} \right]$

ρ : Reflectividad de la superficie del reflector solar parabólico.

$\rho = 0,77$ para un acero inoxidable típico limpio.⁵⁸

\emptyset_p : diámetro de la parábola. [m]

g : eficiencia geométrica. Este valor depende de: la precisión que se obtiene según el método de construcción, y de las sombras que se generan en la zona de reflexión. En este caso, se asume una eficiencia geométrica de 0,60.

La ecuación 5.2 permite calcular el calor reflejado hacia el foco caliente; sin embargo, este valor no es absorbido en su totalidad por el foco ya que es necesario considerar la absorptividad de la superficie negra. En la tabla 3.8. se presentó la emisividad para pintura color negro mate, como $\varepsilon = 0,88$. Al asumir que la emisividad y la absorptividad de la pintura negro mate tienen el mismo valor, se tiene que el calor de absorbido en el foco es:

$$Q_{rad} = \varepsilon \cdot Q_{refl}$$

$$Q_{rad} = \varepsilon \cdot \bar{I}_0 \cdot \rho \cdot \left(\frac{\pi \cdot \emptyset_p^2}{4} \right) \cdot g \quad Ec. 5.3.$$

⁵⁸ INCROPERA, F; Fundamentos de Transferencia de Calor, Anexo 1, pág. 851.

De aquí que el diámetro de la parábola es:

$$\varnothing_p = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{Q}_{rad}}{\varepsilon \cdot \bar{I}_0 \cdot \rho \cdot \pi \cdot g}}$$

\dot{Q}_{rad} . Es el valor de calor de radiación que es absorbido por el foco caliente. Este valor fue calculado en la sección 3.1.2.2. para el motor tipo alfa, y en la sección 4.1.1.2. para el motor tipo gamma. En este caso se dimensionó inicialmente el reflector para usarlo con el motor tipo alfa, obteniéndose el diámetro:

$$\varnothing_p = 0,99 \text{ m}$$

Se decide construir la parábola con un diámetro de 1,20 m ya que la capa reflectiva no siempre estará perfectamente pulida y la capa de pintura del foco caliente podría mancharse reduciendo así la cantidad de calor que se puede proveer al motor.

Se comprueba que el colector de 1,20 m es capaz de proveer sin problemas la cantidad de calor requerida en el motor tipo gamma.

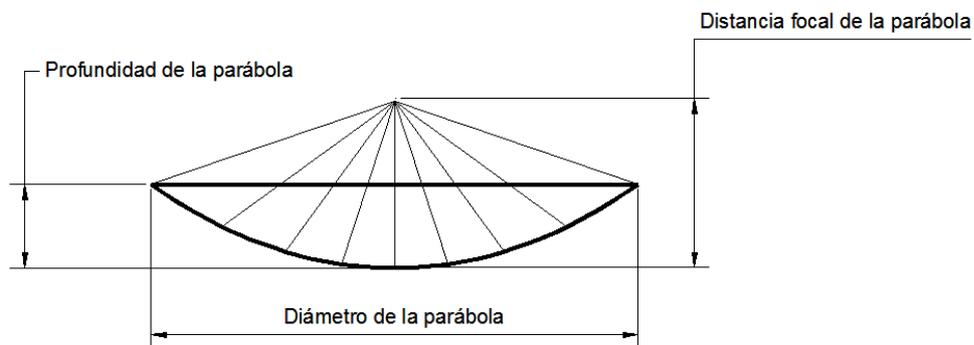


Figura 5.2.- Elementos de una parábola.

La ecuación de la parábola puede expresarse en función de la distancia focal; por ello se debe establecer la distancia focal. Una vez establecidas las longitudes representativas en el dimensionamiento de los elementos, se procede a crear un esquema de longitudes en el programa AutoCAD 2009, estableciéndose como distancia focal el valor de 203 mm. `

La ecuación de la parábola es:

$$x^2 = 4 \cdot p \cdot y \quad ^{59} \quad \text{Ec. 5.4.}$$

En esta ecuación se asume que el sistema de referencia se encuentra en el punto más bajo de la parábola y que “p” es la distancia focal. Ya que el reflector parabólico es una superficie en el espacio, se puede adaptar la ecuación 5.4, tomando en cuenta que: la distancia “x” es el diámetro de la parábola dividido para 2 y que la distancia “y” es la altura de la parábola para cada diámetro. Entonces, la ecuación queda:

$$h_{\phi} = \frac{\phi_p^2}{16 \cdot p} \quad \text{Ec. 5.5.}$$

Donde:

h_{ϕ} = altura para cada diámetro de parábola (mm).

ϕ_p = diámetro de la parábola (mm). Este valor varía desde cero hasta los 1200 mm.

p = distancia focal de la parábola (mm). En este caso, tiene un valor de 203 mm.

En el reflector parabólico, la fórmula que rige su geometría es entonces:

$$h_{\phi} = \frac{\phi_p^2}{3248} \quad \text{Ec. 5.6.}$$

5.1.2. DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DEL SOPORTE INFERIOR GIRATORIO.

El soporte inferior del reflector parabólico tiene la función de orientar al reflector hacia el sol para que los rayos solares sean correctamente reflejados hacia el foco caliente.

El giro en este soporte se da gracias a un mecanismo de 4 eslabones con tres uniones rotatorias y una prismática. El esquema de este mecanismo se muestra en la figura 5.3.

⁵⁹ LEHMAN, C; Geometría Analítica; pág. 150.

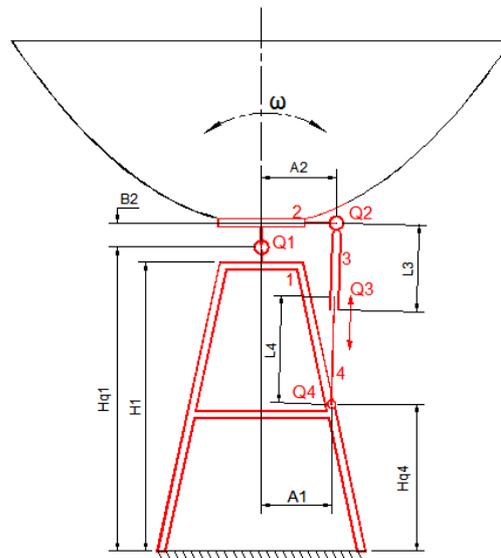


Figura 5.3.- Esquema del soporte inferior giratorio.

La parte básica del soporte es el eslabón 1 que permite posicionar a Q1 y Q4 a cierta altura. El eslabón 2 es básicamente el reflector parabólico que se conecta con el 1 gracias a un par de chumaceras que permiten el giro del reflector. Los eslabones 3 y 4 conforman una junta prismática para hacer girar al reflector un ángulo ω , que es igual al ángulo de orientación horaria. El eslabón 4 se conecta con el 1 gracias a un pasador cilíndrico, al igual que el eslabón 3 con el 2.

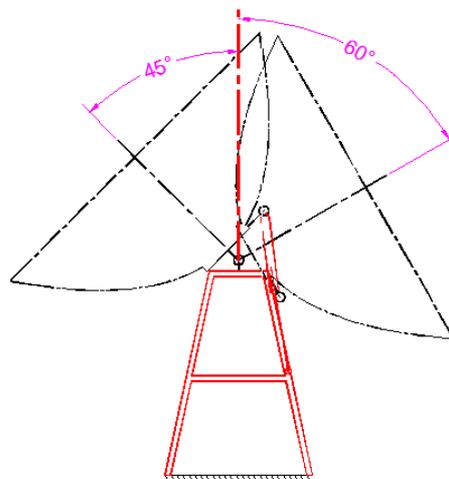


Figura 5.4.- Posiciones extremas del soporte inferior giratorio.

Como se especifica en el subtema 5.1.1, el motor trabajará entre las 9 y las 16 horas. Ya que cada hora equivale a un giro de 15° (en Ecuador), el reflector deberá moverse 45° hacia el este y 60° hacia el oeste. Con estos datos se procede a calcular las dimensiones del soporte para su construcción, obteniéndose lo siguiente:

Tabla 5.3. Dimensiones del soporte inferior giratorio.

Dimensión	Elemento al que pertenece	Valor [mm]
A1	1	168.
H1	1	700.
Hq1	1	735.
A2	2	180.
B2	2	58.
L3	3	270
L4	4	290

5.2. CONSTRUCCIÓN DEL COLECTOR SOLAR PARABÓLICO.

Una vez establecida la ecuación que rige la forma geométrica de la parábola, se procede con la construcción; para este fin se establece un procedimiento con el cual se obtiene los resultados deseados.

5.2.1. CONSTRUCCIÓN DEL REFLECTOR SOLAR PARABÓLICO.

Cantidad: 1.

Descripción de la construcción:

1. Se crea un molde en dos dimensiones, el cual tiene la forma de la parábola de la ecuación 5.6. En este caso se realizó un molde de cartón de 3 mm de espesor, mismo que se observa en la Figura 5.6. Este molde se utiliza durante todo el proceso de construcción para obtener la superficie parabólica de acuerdo a su ecuación.

2. Se construye un soporte hexagonal de 115 mm. por lado con tubo cuadrado de 20x20 mm y 1,2mm de espesor, como el que se observa en la figura 5.5.



Figura 5.5.- Soporte hexagonal.

3. Se cortan 6 pletinas de acero de 3/4" y 1/8" de espesor y 663 mm de longitud. La longitud de las pletinas es la longitud de la generatriz de la parábola y se la obtuvo con ayuda del programa AutoCAD 2009.
4. Se doblan las pletinas manualmente hasta que obtengan la forma parabólica. Se comprueba que la forma sea la correcta con ayuda del molde de cartón.
5. Se sueldan las 6 pletinas perpendicularmente al soporte hexagonal. Estas 6 primeras pletinas se orientan verticalmente y marcan la curvatura del reflector como se observa en la figura 5.6.



Figura 5.6.- Pletinas de soporte para dar la forma básica al reflector.

6. Es necesario fijar la estructura utilizando pletinas que conecten a las verticales. Las pletinas de interconexión se obtienen cortando y doblando la pletina de 3/4" adecuadamente para mantener la forma parabólica. Se utiliza el molde de cartón para comprobar que la forma sea la correcta antes de proceder con la soldadura.
7. Una vez soldado el soporte parabólico del reflector, se limpia, lija y pinta con pintura anticorrosiva.
8. El reflector está compuesto de 24 placas de acero inoxidable AISI 430 de 0,4 mm de espesor. Las planchas tienen una forma aproximadamente triangular y se obtienen por el siguiente procedimiento gráfico:
 - i. En AutoCAD 2009 se dibuja la forma parabólica en 2 dimensiones en base a la ecuación 5.6. Este proceso gráfico también puede realizarse manualmente, pero es más demoroso y menos preciso.
 - ii. Se traza en el gráfico líneas transversales separadas entre sí una distancia fija, en este caso 30 mm tal como se observa en la figura 5.7. De esta manera se divide a la generatriz de la parábola en varios arcos fáciles de medir, y cada línea transversal representa el diámetro de la parábola para cada altura determinada o para cada arco de la generatriz.

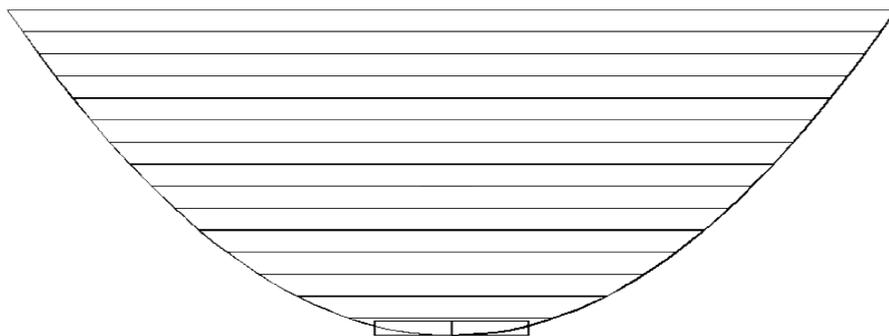


Figura 5.7.- Trazo de líneas transversales para obtener la geometría de las planchas de acero inoxidable.

- iii. Se mide cada arco de la generatriz y su diámetro correspondiente. Se comprende que cada diámetro genera, en la configuración espacial, una

circunferencia de longitud igual al valor de pi (π) por dicho diámetro. En la figura 5.8 se ilustra la medición de arcos y diámetros.

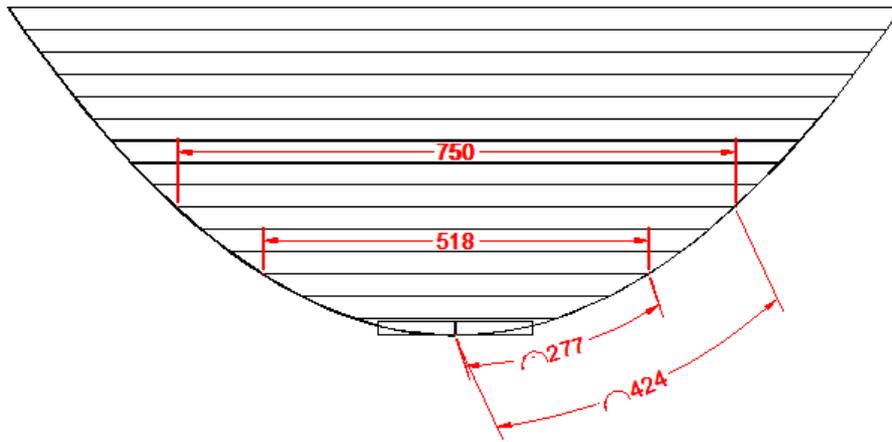


Figura 5.8.- Medición de algunos arcos de generatriz y sus correspondientes diámetros.

- iv. Cada medida de arco de generatriz se anota en la tabla 5.4 junto con su diámetro. Ya que la circunferencia generada por cada diámetro está formada por 24 elementos; entonces, el valor de cada arco para cada plancha, se calcula por: —.

Tabla 5.4. Valores de: generatriz, diámetro correspondiente y longitud de arco para cada plancha de acero inoxidable.

Diámetro [mm]	Generatriz [mm]	Arco en cada plancha [mm]
1200	768	157
1158	734	152
1117	699	146
1071	662	140
1025	625	134
976	587	128
925	548	121
871	508	114
813	466	106
750	423	98
682	378	89
606	330	79
520	277	68

Continuación de tabla 5.4. Valores de: generatriz, diámetro correspondiente y longitud de arco para cada plancha de acero inoxidable.

Diámetro [mm]	Generatriz [mm]	Arco en cada plancha [mm]
417	218	55
276	139	36
208	105	27
0	0	0

- v. Con los valores de la tabla 5.4 se traza la geometría de las planchas, trazando la longitud de la generatriz sobre una línea horizontal y las correspondientes longitudes de arco se trazan con un arco con centro en el punto "0". El resultado se ilustra en la figura 5.9.

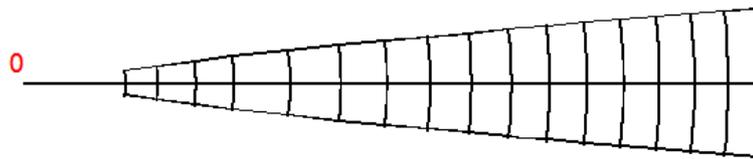


Figura 5.9.- Geometría de cada una de las 24 planchas de acero inoxidable.

9. Se traza la geometría obtenida en los pasos 1 al 5 en un modelo de cartón con el que se procede a trazar y cortar las 24 planchas de acero inoxidable.
10. Para finalizar se remachan las 24 planchas de acero inoxidable al soporte parabólico. El resultado obtenido se muestra en la figura 5.10.



Figura 5.10.- Reflector parabólico.

11. La protección blanca de PVC que se observa en la figura 5.10 debe ser retirada antes de iniciar las diversas pruebas; esto con la finalidad de evitar rayones en la superficie reflectante.

5.2.2. CONSTRUCCIÓN DEL SOPORTE INFERIOR GIRATORIO.

Cantidad: 1.

Descripción de la construcción:

1. El soporte inferior giratorio se construye con tubos cuadrados de acero común de 20 mm. y 2 mm. de espesor. El soporte consta de dos trapecios que se obtienen cortando y soldando los tubos cuadrados según se especifica en la figura 5.11.

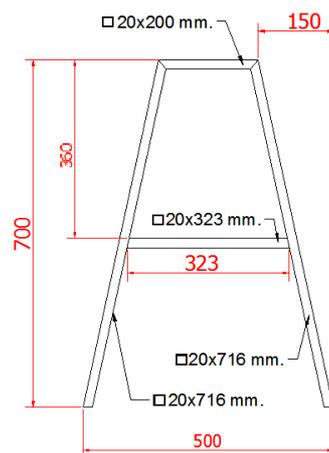


Figura 5.11.- Estructura del soporte inferior giratorio.

2. Estos trapecios se unen entre sí por medio de dos tubos cuadrados de 20x20 mm. y 240 mm. de longitud.
3. Se cortan y perforan dos placas de 38x130x4 mm según la figura 5.12. Estas placas sirven para asentar las chumaceras.

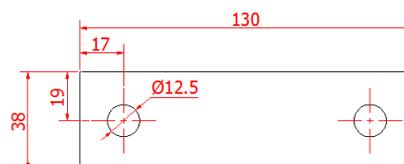


Figura 5.12.- Placas asiento de las chumaceras.

4. Se cortan dos perfiles angulares en L de 25mm con 3mm de espesor, una longitud de 20 mm, y se perforan según la figura 5.13. Estos perfiles son los asientos de un pasador cilíndrico.

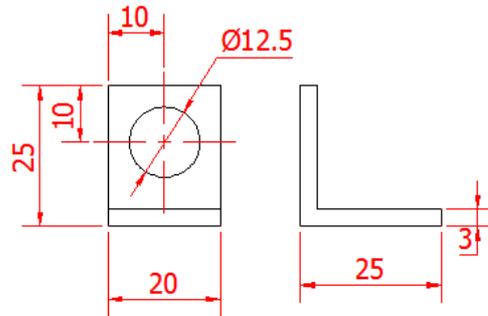


Figura 5.13.- Asientos de pasador cilíndrico.

5. Se sueldan las placas de asiento para las chumaceras en la parte superior del soporte, y los asientos del pasador cilíndrico en uno de los tubos cuadrados transversales de 240 mm de longitud.
6. Se taladra el soporte para permitir el paso de pernos de sujeción para la chumacera.
7. Se instala las chumaceras sobre las placas de sujeción, y el resultado es el soporte mostrado en la figura 5.14.



Figura 5.14.- Soporte inferior giratorio.

5.2.3. CONSTRUCCIÓN DEL BRAZO TELESCÓPICO.

Cantidad: 1.

Descripción de la construcción:

1. Se corta un tubo cuadrado de 20x20mm y 2 mm de espesor una longitud de 300mm.
2. Se perfora el tubo cuadrado e 20x20mm con un diámetro de $\frac{1}{2}$ " , poniendo el centro a 10mm de una de sus secciones transversales, como se muestra en la figura 5.15 y en la figura 5.16.

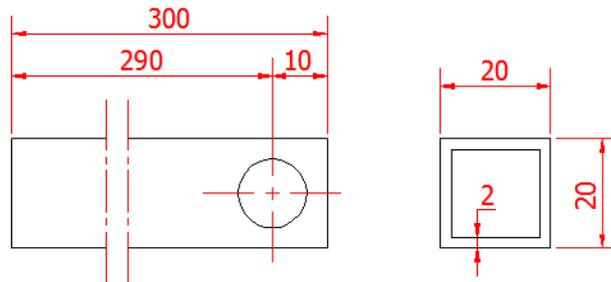


Figura 5.15.- Dimensiones del primer brazo de la junta prismática.



Figura 5.16.- Primer brazo de la junta prismática.

3. Cortar un tubo de 25x25mm de 2mm de espesor en una longitud de 290 mm.
4. Realizar una perforación de $\frac{1}{2}$ " a en una de las caras del tubo a 10 mm de la cara transversal.
5. Soldar una tuerca UNC $\frac{1}{2}$ " de manera que permita el paso de un perno UNC $\frac{1}{2}$ " por la perforación realizada. Se ilustra esto en la figura 5.17.
6. Realizar una perforación de $\frac{1}{2}$ " en las dos caras perpendiculares a la de la perforación anterior, a 10 mm de la otra cara transversal.

7. Cortar las caras de la primera perforación una longitud de 30mm como se observa en la figura 5.17.



Figura 5.17.- Segundo brazo de la junta prismática.

8. Para realizar los dos ejes pasadores se realiza en cada caso lo siguiente:
9. Se refrenta un cilindro de 15mm de diámetro.
10. Se cilindra una longitud de 38 mm hasta tener un diámetro de 12,5mm como se muestra en la figura 5.18.
11. Se corta el eje en una longitud total de 43mm.
12. Realizar una perforación transversal de 3mm de diámetro a 4mm de la cara con diámetro 12,5 mm, según se muestra en la figura 5.18.



Figura 5.18.- Ejes pasadores.

13. Con los elementos descritos en los puntos 1 al 12 de este subtema, se procede al ensamblaje del colector solar que se muestra en la figura 5.19.

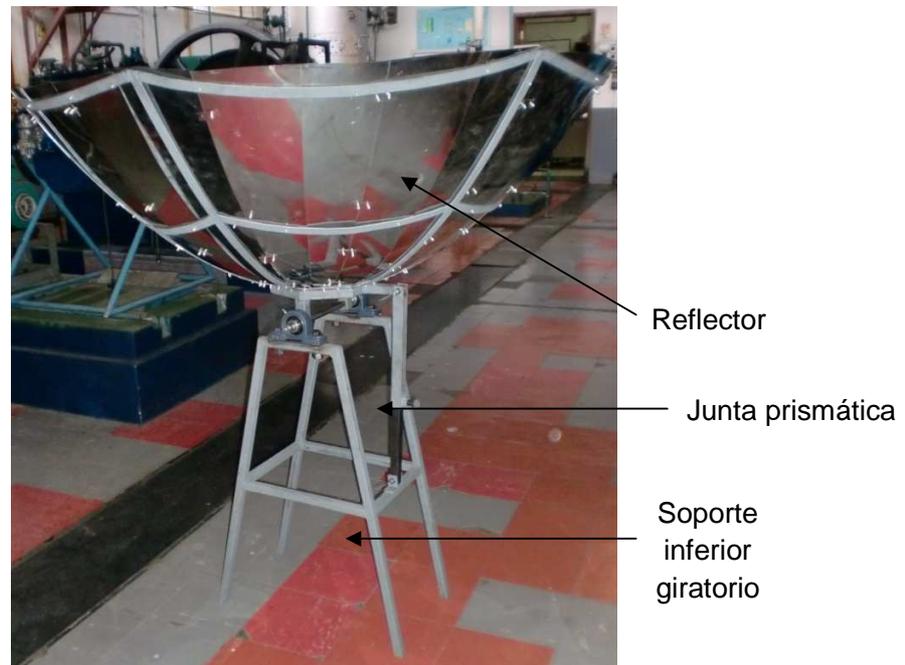


Figura 5.19.- Colector solar.

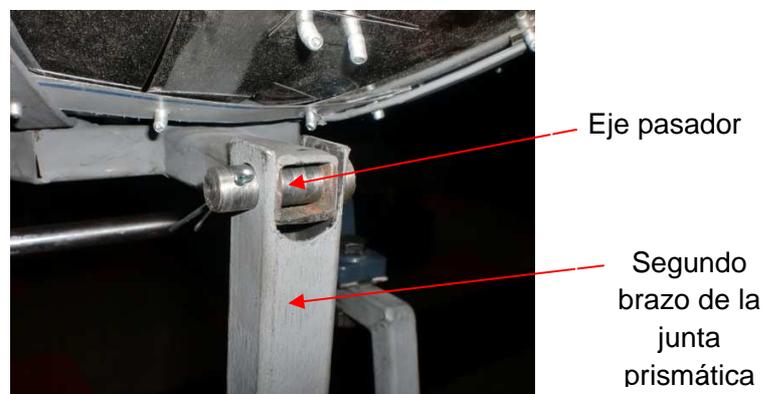


Figura 5.20.- Acople del brazo telescópico.

5.3. PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO DEL COLECTOR SOLAR PARABÓLICO.

Para realizar las pruebas de funcionamiento del motor Stirling solar es necesario saber la cantidad de radiación incidente sobre la superficie del colector solar parabólico. Por lo tanto es necesario tomar datos con la ayuda del piranómetro.

El piranómetro es un instrumento utilizado para medir de manera muy precisa la radiación solar incidente sobre la superficie de la tierra. Se trata de un sensor diseñado para medir la densidad del flujo de radiación solar (vatios por metro cuadrado) en un campo de 180 grados.

El equipo necesario para realizar esta medición es el siguiente:

- Piranómetro.
- Termómetro digital.
- Multímetro.
- Foco caliente del motor Stirling.
- Termocuplas tipo T, E o J. Sus características se muestran en la tabla 5.5.

Tabla 5.5. Características de termocuplas.⁶⁰

Tipo	Denominación	Composición y símbolo	Rango de temperaturas (1) (en °C)	Diámetro del alambre apropiado (2)	F.e.m.en mV (3)
B	Platino-rodio 30% vs. platino-rodio 6%	PtRh 30% - PtRh 6%	0 ...1.500 (1.800)	0,35 y 0,5 mm	0...10,094 (13,585)
R	Platino-rodio 13% vs. platino	PtRh 13% - Pt	0...1.400 (1.700)	0,35 y 0,5 mm	0.16,035 (20,215)
S	Platino-rodio 10% vs. platino	PtRh 10% - Pt	0...1300(1.600)	0,35 y 0,5 mm	0...13,155 (15,576)
J	Hierro vs. constatón	Fe - CuNi	-200 ... 700 (900)	3 mm 1mm	-7.89 ... 39,130 (51,875)
			-200 ... 600 (800)		-7.89 ... 33,096 (45,498)
K	Níquel-cromo vs. níquel (Chromel vs. Alumel)	NiCr - Ni	0...1000(1.300)	3 ó 2 mm	0...41,269 (52,398)
			0 ... 900 (1.200)	1,38 mm	0...37,325 (48,828)
T	Cobre vs. constatón	Cu - CuNi	-200 ... 700 (900)	0,5 mm	-5,60 ... 14,86 (20,86)
E	Níquel-cromo vs. constatón (Chromel vs. constatón)	NiCr - CuNi	-200 ... 600 (800)	3 mm	-9,83 ... 53,11 (68,78)
					-8,83 ... 45,08 (61,02)

5.3.1. DESCRIPCIÓN DE LA PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO DEL COLECTOR SOLAR PARABÓLICO.

El procedimiento a seguir es el mencionado a continuación:

⁶⁰ http://www.sapiensman.com/medicion_de_temperatura/termocuplas.htm

1. Se ensambla solamente el foco caliente y el foco frío en el soporte del motor. Para aislar térmicamente el foco caliente del soporte del motor, se utiliza una placa rectangular de amianto. El ensamblaje se ilustra en la figura 5.21.
2. Se instala una termocupla tipo J en el foco caliente del motor Stirling y se la conecta a un termómetro digital.
3. Se sitúa el conjunto anterior sobre el colector solar parabólico.
4. Se coloca el piranómetro sobre una superficie plana y conectarlo al multímetro seleccionando mV. (milivoltaje).
5. Se realizan mediciones de mV. en el piranómetro y de temperatura en el foco caliente cada 2 minutos.

Nota: las mediciones se realizaron entre las 12h00 y las 13h00, en un día con cielo despejado.

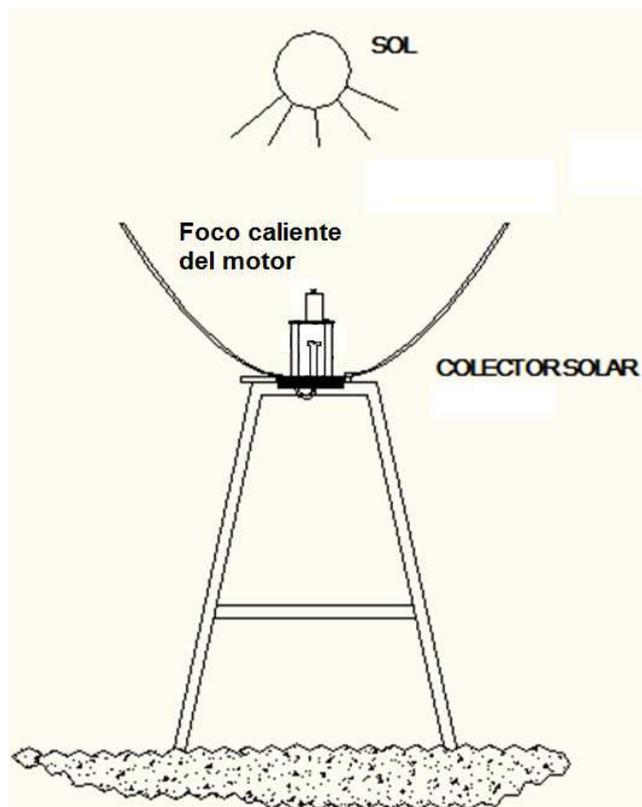


Figura 5.21.- Ensamblaje utilizado para la prueba del colector solar parabólico.

5.3.2. RESULTADOS DE LA PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO DEL COLECTOR SOLAR PARABÓLICO.

Los datos obtenidos se muestran en la tabla 5.6. Estos datos son ilustrados y analizados en las figuras 5.22. y 5.23.

Tabla 5.6. Hora del día, milivoltaje, temperaturas del cilindro de foco caliente y radiación global instantánea desde las 11h00 a 13h00 del lunes 22 de febrero de 2011.

Hora del día	Voltaje (mV)	Temp. Foco caliente (°C)	Constante C del piranómetro (mW/m ² ·V)	Rad Global (W/m ²)
12:00	17	147	68,9	1171.3
12:02	18	173,2	68,9	1240.2
12:04	6	184,4	68,9	413.4
12:06	17	168,2	68,9	1171.3
12:08	17	206,5	68,9	1171.3
12:10	16	245,5	68,9	1102.4
12:12	17	259,9	68,9	1171.3
12:14	16	266,5	68,9	1102.4
12:16	16	261,5	68,9	1102.4
12:18	15	260,4	68,9	1033.5
12:20	16	257,8	68,9	1102.4
12:22	15	264,3	68,9	1033.5
12:24	16	273,9	68,9	1102.4
12:26	16	280,5	68,9	1102.4
12:28	16	270,8	68,9	1102.4
12:30	16	295,8	68,9	1102.4
12:32	17	316,3	68,9	1171.3
12:34	16	316,6	68,9	1102.4
12:36	16	302,1	68,9	1102.4
12:38	16	303,4	68,9	1102.4
12:40	16	296,7	68,9	1102.4
12:42	16	285,1	68,9	1102.4
12:44	16	266,1	68,9	1102.4
12:46	17	270,7	68,9	1171.3
12:48	17	276,5	68,9	1171.3
12:50	17	278,3	68,9	1171.3
12:52	16	265,5	68,9	1102.4
12:54	18	262,8	68,9	1240.2

Continuación de tabla 5.6. Hora del día, milivoltaje, temperaturas del cilindro de foco caliente y radiación global instantánea desde las 11h00 a 13h00 del lunes 22 de febrero de 2011.

Hora del día	Voltaje (mV)	Temp. Foco caliente (°C)	Constante C del piranómetro (mW/m ² .V)	Rad Global (W/m ²)
12:56	17	241,2	68,9	1171.3
12:58	17	231,6	68,9	1171.3
13:00	18	223,4	68,9	1240.2
Promedio		256,5	0,0689	1111,3

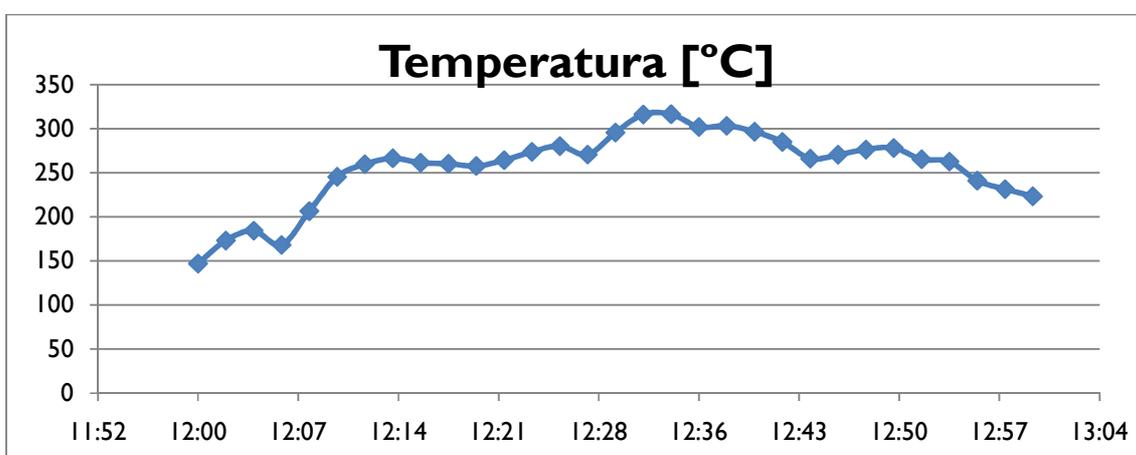


Figura 5.22.- Gráfico de temperatura del foco caliente vs tiempo.

Para calcular la radiación global instantánea se multiplica la constante del piranómetro por el milivoltaje obtenido, de la siguiente manera:

Radiación Global Instantánea, R:

$$R = C * V^{61}. \quad \text{Ec. 5.7}$$

C = Constante del piranómetro.

$$C = 0.069 \text{ W/m}^2 \text{ V}$$

Entonces:

Si: V = 3 mV.

$$R = (0.069 \text{ W/m}^2 \text{ V}) * (3\text{mV})$$

$$R = (68,9 \text{ W/m}^2 \text{ mV}) * (3\text{mV})$$

⁶¹ LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR; Guía de práctica, EPN, Práctica No. 4.

$$R = 206,7 \text{ W/m}^2$$

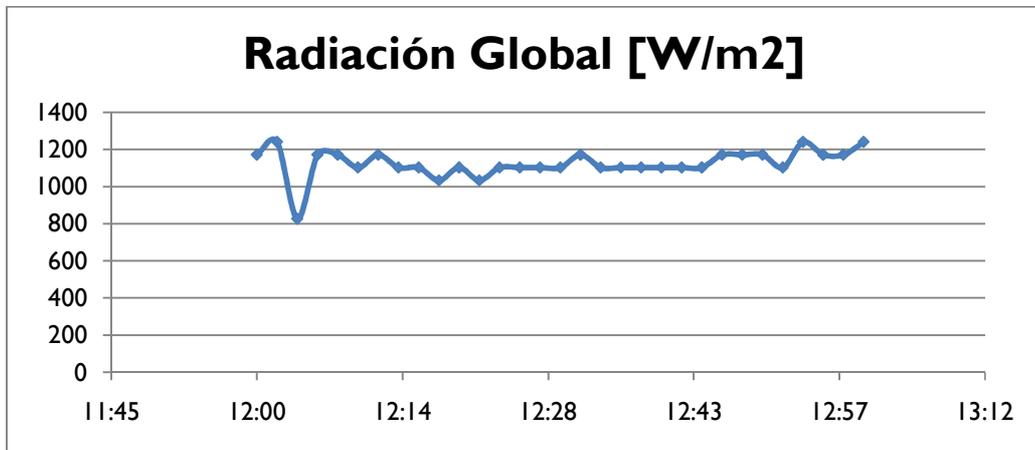


Figura 5.23.- Gráfico de radiación global vs tiempo.

Los resultados obtenidos de la prueba del colector solar parabólico son satisfactorios ya que se alcanzó la temperatura requerida para el funcionamiento del ciclo.

5.4. PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA MOTOR STIRLING SOLAR.

El motor Stirling solar consta del motor y el colector parabólico; por lo tanto, en este conjunto se prueba su funcionamiento con los siguientes pasos:

1. Colocar el conjunto motor y colector solar parabólico sobre una superficie plana y direccionarlo hacia el sol, como se muestra en la figura 5.24.

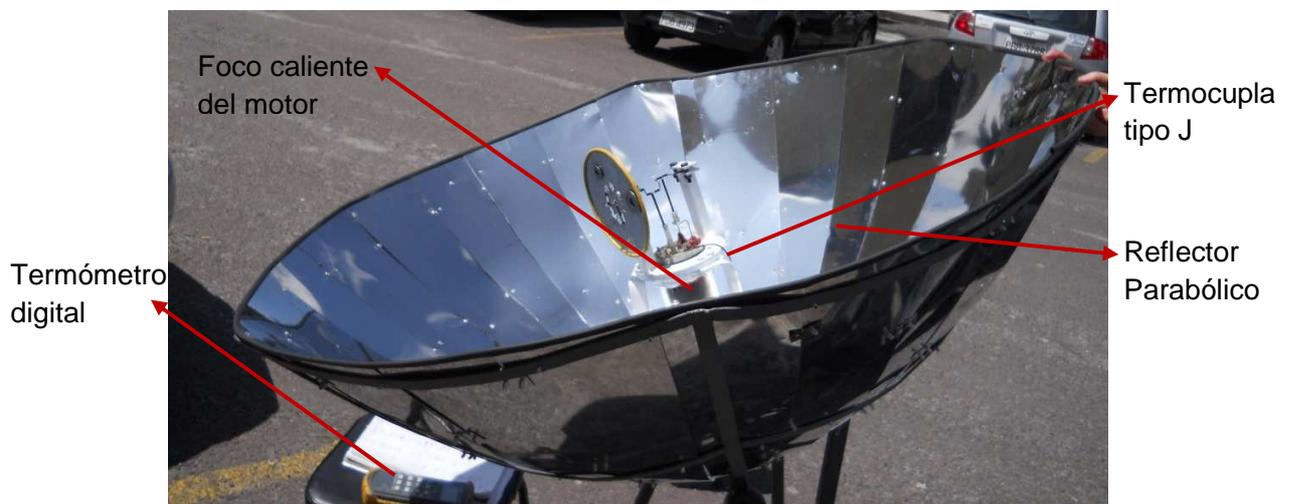


Figura 5.24.- Prueba de funcionamiento del motor Stirling solar.

2. Instalar termocuplas para medir temperaturas: una termocupla en el foco caliente a la mitad de su longitud, y otra en el foco frío. Estas termocuplas van conectadas al termómetro digital indicado en la figura 5.24.
3. Esperar un intervalo de tiempo adecuado hasta que la superficie del foco caliente llegue a 200°C. De esta forma se asegura que el fluido de trabajo (aire), llegue a su temperatura de trabajo.
4. Girar el volante de inercia en sentido anti horario para dar el impulso inicial al ciclo del motor.
5. Anotar los resultados de temperatura de foco caliente, temperatura de foco frío y revoluciones alcanzadas.

El día martes 7 de junio se realizó esta prueba obteniéndose los siguientes resultados:

Tabla 5.7. Resultados obtenidos en prueba de funcionamiento del sistema motor Stirling solar.

Hora	Radiación Incidente [W/m²]	Temperatura foco caliente [°C]	Temperatura foco frío [°C]	Revoluciones por minuto [RPM]
10:41	982,47	235	60,0	80
10:52	505,23	234	32,4	96
10:56	567,28	242	41,3	68
11:17	1074,28	171	37,9	80
11:20	1097,32	170	41,0	80
11:21	948,50	209	48,0	100
11:55	918,41	193	41,3	92
11:56	958,46	147	44,8	92
11:57	1129,88	131	48,0	98
11:58	890,34	151	50,8	88
12:00	785,75	157	54,8	92
12:01	1024,17	188	58,2	116

La velocidad alcanzada por el motor instalado en el soporte del reflector es menor a la obtenida en el laboratorio de termodinámica, y también menor a la esperada según

la simulación. Esto se debe a que el motor instalado en el soporte, no se encuentra en posición vertical y debido a ello se incrementa el rozamiento a vencer. Se evidencia en los datos obtenidos que la mayor velocidad se obtuvo a las 12:01 cuando la radiación solar es casi vertical; mientras que, entre las 10:41 y las 11:21 las revoluciones son las menores de la tabla a pesar de que la temperatura del foco caliente fue mucho más alta a esas horas.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

6.1. CONCLUSIONES.

6.1.1. TIPO ALFA.

- El motor tipo alfa fue termodinámicamente bien diseñado; sin embargo, no se logró su funcionamiento debido a la existencia persistente de fugas, especialmente en la cámara caliente. Estas fugas, aunque aparentemente pequeñas, generan pérdidas excesivas de masa causando el no funcionamiento del motor.
- El teflón es un material muy apropiado para aplicaciones a temperaturas hasta 300°C ya que es maquinable y tiene un coeficiente de fricción muy bajo, por lo que fue seleccionado para la alternativa del motor tipo alfa; sin embargo, es necesario calcular la dilatación térmica para asegurar su correcto desempeño a altas temperaturas.
- Los anillos elásticos ayudan a mejorar la hermeticidad en la cámara de calentamiento o enfriamiento del gas; es por esta razón que fueron utilizados en el motor tipo alfa; sin embargo, para obtener resultados satisfactorios es necesaria una alta precisión en la fabricación de estos elementos y sus conjugados (pistones, anillos y cilindro)
- En el motor tipo alfa, al usar anillos de teflón con anillos elásticos interiores de acero y con lubricación y con una temperatura del foco caliente de 230°C; se obtiene que el motor inicia el movimiento deteniéndose en dos zonas opuestas, las cuales son las zonas en las que el motor debe recibir trabajo. De manera que la energía generada se pierde en gran medida por fugas y no es suficiente para vencer el rozamiento y entregar el trabajo necesario al ciclo.
- Con el volante de mayor inercia aplicado en el motor tipo alfa se observa una mejora en el movimiento observándose una sola zona en la que se detiene. Además al poner aceite entre el cilindro – pistón de la cámara fría, se observan burbujas de aire en una sola zona de la circunferencia del pistón. Esta zona es exclusivamente de expansión. Al girar un poco el pistón se

observa que desaparece la fuga y mejora ligeramente el sello. Se concluye que la fuga existente en el foco frío es excesiva, misma que no permite el normal funcionamiento y se decide reemplazar el pistón por otro con un anillo guía para evitar el giro o cabeceo y reducir la pérdida existente.

6.1.2. TIPO GAMMA.

- El motor tipo gamma descrito en el capítulo 4 genera termodinámicamente menos trabajo que el tipo alfa; sin embargo, pudo alcanzar un desempeño satisfactorio debido a la reducción de fugas.
- El motor tipo gamma alcanzó en las pruebas de laboratorio una velocidad de hasta 246 rpm con el foco caliente a 235°C y el frío a 34,7°C. Sin embargo, en condiciones similares de temperatura, el motor instalado en el soporte parabólico no pudo superar las 116 rpms debido a que el rozamiento se incrementa cuando el motor no se encuentra totalmente vertical.

6.1.3. TIPO ALFA VS TIPO GAMMA.

- Los motores caseros tipo gamma y el motor tipo gamma descrito en el capítulo 4 funcionan con mayor facilidad ya que no manejan relaciones de presiones altas; además, las pérdidas de masa debido a pequeñas fugas no representan un porcentaje alto de la masa total de trabajo. Si esto se compara con el funcionamiento de un motor Alfa, se observa que en los motores Alfa; debido a las altas relaciones de presión y a la masa que se maneja, se hace de extrema importancia el tener un sello prácticamente perfecto y reducir al mínimo las pérdidas de presión.
- La simulación virtual de motor tipo gamma entregó resultados muy cercanos a los obtenidos en la realidad por lo que se puede concluir que su desarrollo fue llevado a cabo correctamente. Para el motor tipo alfa se desarrolló una simulación similar; de esto deriva que, al controlar las presiones de trabajo de este motor se pueda obtener movimiento aproximadamente a 300 rpms.

6.1.4. GENERALES.

- El trabajo que genera el motor depende de la masa de gas que maneja, la cual a su vez depende de la presión media de trabajo. Al presurizar el fluido de trabajo se puede generar un mayor trabajo y tener mayores potencias.
- El ciclo Stirling real se aleja del ciclo ideal debido a razones como: la existencia de espacios muertos, la ineficiencia del regenerador, la ineficiencia en la transferencia de calor, y las características del mecanismo que permite la sincronización del movimiento para lograr el ciclo (en el caso presente se trata de un mecanismo biela-cigüeñal). Sin embargo, en base a los conceptos termodinámicos es posible predecir el funcionamiento de un motor Stirling real considerando las mencionadas razones, tal como se realizó en el presente trabajo.
- El tamaño de los elementos del motor Stirling debe estar acorde con la cantidad de trabajo que se espera generar, ya que elementos con poca resistencia pueden destruirse, y elementos sobredimensionados producen pérdidas innecesarias de energía.
- El éxito de la estanqueidad del motor Stirling, en sus zonas fría y caliente, depende del cuidado con que se realice su fabricación, así como también de los ajustes que se seleccionan en los elementos conjugados, como por ejemplo cilindros y pistones.
- Al estar el motor en funcionamiento se presenta una pérdida de presión por el traslado del fluido de trabajo de la zona caliente a la fría y viceversa. Esta pérdida de presión es más importante cuanto mayor sea la masa de gas en movimiento y cuanto mayores obstáculos existan para transferir la masa entre las zonas.
- La reducción de fugas en un motor Stirling es un requerimiento totalmente necesario para garantizar el buen funcionamiento del motor.
- La velocidad que alcanza el motor depende de la velocidad a la que se extrae el calor del foco frío y que está estrechamente relacionada con la tasa de transferencia de calor requerida en el foco caliente.

- La eficiencia del ciclo termodinámico Stirling depende principalmente del elemento llamado regenerador, cuya función es almacenar momentáneamente energía para devolverla posteriormente al ciclo en la fase de calentamiento a volumen constante.
- Toda máquina recientemente ensamblada debe trabajar cierto tiempo en vacío para que sus elementos se acoplen unos a otros desgastándose un poco para bajar el rozamiento. Posterior a este desgaste inicial, se debe reemplazar el lubricante para evitar desgastes excesivos y perjudiciales.
- La provisión de calor al motor está dada por el diámetro de la parábola el cual debe ser correctamente calculado para poder alcanzar las temperaturas de trabajo y poder entregar el calor necesario al motor.
- Es muy importante el correcto direccionamiento del reflector parabólico hacia el sol ya que pequeñas desviaciones generan reducciones importantes en la cantidad de calor que se refleja hacia el foco caliente.
- El diseño de un motor Stirling es complejo, debido a los diferentes factores que se debe controlar como: transferencia de calor en el calentamiento y enfriamiento, efecto de la transferencia de calor en el regenerador, efectos de fugas y espacios muertos; y efectos combinados.
- La configuración geométrica del motor Stirling debe ser acorde a la fuente de energía que utiliza.
- La radiación solar que llega a la Tierra puede aprovecharse por medio de dispositivos electrónicos, ópticos o incluso termodinámicos. Además, la energía solar es una energía renovable, no contaminante, limpia que ayuda a reducir los problemas climáticos actuales del mundo como el calentamiento global.

6.2. RECOMENDACIONES

- Evitar las fugas en el motor Stirling ya que estas producen el desecho de importantes cantidades de masa en poco tiempo, desperdiciando de esta forma el trabajo generado.

- Se recomienda continuar investigando métodos de sellado para la utilización de pistones en este tipo de motores para poder manejar mayores presiones y obtener de esta manera un mejor rendimiento de este tipo de motores.
- Seleccionar el material adecuado para fabricación de anillos elásticos dependiendo de su aplicación. Además, según el tipo de motor que se construya, dar el perfil adecuado para asegurar su buen funcionamiento (eliminar fugas), en el caso puntual de este proyecto el perfil de los anillos es rectangular. Este parámetro es importante funcionalmente, constructivamente y en cuanto a costos del motor.
- Reducir los espacios muertos en el motor Stirling para incrementar la eficiencia del mismo. Realizar esto en la medida que se pueda controlar las presiones que se alcanza, para lo cual se recomienda que la presión máxima de trabajo no supere el 75% de la presión máxima que se pueda soportar.
- Dimensionar los elementos de acuerdo a la energía que se va a manejar para así obtener la resistencia requerida sin tener excesivos pesos ni excesivas pérdidas de energía.
- En posteriores diseños de este tipo de motores o de otro tipo de máquinas, reducir el rozamiento del mecanismo al mínimo valor posible. Si se trata de un motor de muy baja potencia el rozamiento debe ser, en el peor de los casos, menor al 50% del trabajo que genera el motor.
- Se recomienda analizar el balanceo de los elementos como el volante de inercia y el cigüeñal utilizando programas de simulación, ya que de esta manera se puede llevar a cabo un análisis más rápido y encontrar soluciones de mejor manera. Se recomienda balancear el mecanismo después de ser construido para reducir fuerzas de desbalanceo y uniformizar la velocidad de giro.
- En todo diseño se debe realizar un análisis de dilatación de los materiales que estén sometidos a altas temperaturas.
- Mejorar la transferencia de calor en el foco frío y en el caliente para alcanzar mayores revoluciones y por tanto mayores potencias.

- Investigar materiales que puedan ser utilizados para construir regeneradores para motor Stirling, ya que este elemento es una parte esencial para almacenar y ceder energía al fluido de trabajo.
- Poner especial atención en el cálculo del diámetro de la tubería para reducir la pérdida de presión en el paso del fluido de trabajo desde el foco caliente hasta el frío y viceversa.
- Escoger un proceso adecuado de alternativas, analizando ventajas y desventajas. Esto permitirá tener una idea clara del equipo que se construirá y además permitirá realizar cambios posteriores, pero basados en una primera idea original.
- Analizar detalladamente los tipos de transferencia de calor que se dan en los focos caliente y frío, porque su estudio está íntimamente relacionado con el calor necesario para que funcione el motor. Así también el análisis de transferencia de calor predice las posibles pérdidas que se producen y de esta manera se puede decidir como disminuirlas. Es importante seleccionar un método adecuado de análisis que admita cambios posteriores a la idea original.
- En los colectores solares parabólicos se recomienda construir un sistema de seguimiento solar ya que de esta manera se puede aprovechar un mayor porcentaje de la energía que provee el sol.
- Escoger el tipo de colector solar dependiendo de la aplicación que se le dará. Por ejemplo si la utilización es domestica, construir un colector captador de baja temperatura, de esta manera se puede aumentar la eficiencia del equipo y disminuir costos de construcción.
- Motivar a los estudiantes a que realicen más proyectos relacionados con energía solar, para que de esta forma se aumente su espectro de aplicación y en un futuro cercano tener proyectos de aprovechamiento eficiente de energías limpias.

BIBLIOGRAFÍA

- ARTÍCULO TÉCNICO: La mayor Planta Termo solar con Motor Stirling; Planta Solar de Almería, España; 2007.
- BUDYNAS, R; NISBETT, J; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 8ª Edición; McGraw-Hill Interamericana; México; 2008.
- CENGEL, Yunus; Termodinámica; McGraw – Hill; México; 2003.
- CONELEC; Atlas Solar del Ecuador con Fines de Generación Eléctrica; Corporación para la Investigación Científica; Quito; Agosto 2008.
- CRANE; Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías; McGraw-Hill; México; 1988.
- DUFFIE, J; BECKMAN, W; Solar Energy Thermal Processes; John Wiley& Sons, Inc.; Canadá; 1974.
- GERE, J; Resistencia de Materiales, Timoshenko, 5ª Edición; Thomson; España, 2002.
- INCROPERA, F; DEWITT, D; Fundamentos de Transferencia de Calor, 4ª. ed.; PRENTICE HALL; México; 1999.
- KREITH, F; BOHN, M; Principios de Transferencia de Calor; Thomson Learning; México; 2001.
- LABORATORIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR; Guía de prácticas; EPN; Marzo 2009.
- LEHMANN, Charles; Geometría Analítica; México; LIMUSA 2003.
- MOTT, R; Mecánica de Fluidos Aplicada; Prentice-Hall Hispanoamericana, S.A.; México; 1996.
- NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION; Stirling Engine Design Manual; USA; January 1983.
- QUINTEROS, Jorge; Estudio Teórico y Experimental de Colector Solar para Generación de Energía Eléctrica, Tesis Universidad de Chile; Santiago; 2008.
- READER, Graham; HOOPER, Charles; Stirling Engines; E &F.N. Spon; Londres; 1983.

- SÁNCHEZ, Santiago; Energías Renovables; Fundación Natura; Quito; Junio 2003.
- SCHILLING, U; SCHNAIBEL, S; Segmentos de Pistones para Motores de Combustión; MS Motor Service International GmbH;
- SERWAY, R; JEWETT, J; Física para Ciencias e Ingenierías, 6ª Edición; Thomson Learning; México; 2005.
- <http://www.broncesval.com/catalogo/index.asp?categoria=5&producto=39>
- <http://campus.fortunecity.com/duquesne/623/home/piston/piston.htm>
- <https://eosweb.larc.nasa.gov/sse/>
- <http://es.wikipedia.org/wiki/Piran%C3%B3metro>
- <http://es.wikipedia.org/wiki/Politetrafluoroetileno>
- http://es.wikipedia.org/wiki/Radiaci%C3%B3n_solar.
- <http://patentados.com/invento/piston-para-un-motor-de-combustion-interna.html>
- <http://www.qsl.net/eb3fym/calcpabcast.htm>
- http://www.sapiensman.com/medicion_de_temperatura/termocuplas.htm
- CAMPUZANO, M; CHIRIBOGA, J; Diseño y Construcción de un Sistema de Enfriamiento por Adsorción Solar; Tesis: FIM-EPN; Quito; Julio 2010.
- GUEVARA, J; VALAREZO, P; Diseño y Construcción de un Motor Stirling Tipo Gamma; Tesis EPN; 1986.

ANEXOS

ANEXO 01

FORMULACIÓN ESPECÍFICA Y TABLAS DE RESULTADOS EN EL CÁLCULO TERMODINÁMICO DE CADA TIPO DE MOTOR SEGÚN LAS ALTERNATIVAS PLANTEADAS EN LA SECCIÓN 2.2.

1. MOTOR TIPO ALFA.

Tabla A1.1. Tabla de datos para el motor alfa:

Diámetro del pistón Caliente	ϕ_{p-H}	37	mm
Carrera pistón caliente	L_{c-H}	24	mm
Diámetro del pistón Frío	ϕ_{p-L}	37	mm
Carrera del pistón Frío	L_{c-L}	24	mm
Volumen muerto (Hot)	V_{mH}	9,21	cm ³
Volumen muerto (Cold)	V_{mL}	9,21	cm ³
Volumen muerto (Regenerador)	V_{Reg}	24,5	cm ³
Temperatura Hot	T_H	300	°C
Temperatura Cold	T_L	28	°C
Constante del Gas	R	0,2870	KJ/Kg*K
Cv del Gas	Cv	0,7200	KJ/Kg*K
Eficiencia del regenerador	ϵ	75%	
Masa	M	0,00004033	kg

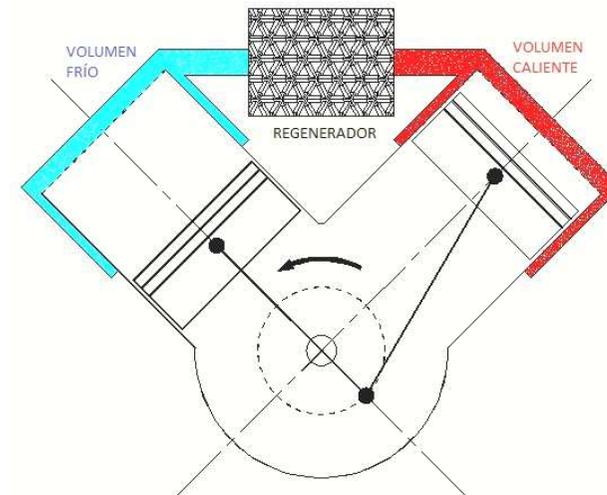


Tabla A1.2. Tabla de resultados, utilizando variaciones del ángulo de cigüeñal de cinco grados:

Ángulo de giro del cigüeñal (θ) [°]	Volumen total VT [cm ³]	Volumen caliente . VH [cm ³]	Volumen frío. VL [cm ³]	Volumen en el regenerador VReg [cm ³]	Presión P [KPa]	$\Delta W = P \cdot \Delta V$ [KJ]	T. global [K]	ΔS_{isot} [KJ/K]	ΔS_{reg} [KJ/K]	ΔQ_{regen} [KJ]	ΔQ_{isot} [KJ]
0	81,63	22,1	35,0	24,5	54,9		386,9				
5	80,45	21,0	35,0	24,5	55,4	-6,471E-05	385,2	-1,676E-07	-1,265E-07	-4,883E-05	-6,471E-05
10	79,19	19,9	34,8	24,5	56,1	-7,040E-05	383,6	-1,831E-07	-1,188E-07	-4,567E-05	-7,040E-05
15	77,85	18,8	34,6	24,5	56,8	-7,578E-05	382,2	-1,979E-07	-1,103E-07	-4,224E-05	-7,578E-05
20	76,44	17,7	34,2	24,5	57,7	-8,083E-05	380,9	-2,119E-07	-1,010E-07	-3,852E-05	-8,083E-05
25	74,97	16,7	33,8	24,5	58,6	-8,551E-05	379,7	-2,249E-07	-9,067E-08	-3,448E-05	-8,551E-05
30	73,45	15,7	33,3	24,5	59,7	-8,979E-05	378,6	-2,368E-07	-7,937E-08	-3,009E-05	-8,978E-05
35	71,89	14,7	32,7	24,5	60,8	-9,362E-05	377,8	-2,475E-07	-6,699E-08	-2,533E-05	-9,362E-05
40	70,32	13,8	32,0	24,5	62,1	-9,697E-05	377,1	-2,569E-07	-5,344E-08	-2,017E-05	-9,696E-05
45	68,73	13,0	31,2	24,5	63,4	-9,978E-05	376,6	-2,648E-07	-3,868E-08	-1,458E-05	-9,977E-05
50	67,13	12,2	30,4	24,5	64,9	-1,020E-04	376,3	-2,710E-07	-2,264E-08	-8,523E-06	-1,020E-04
55	65,56	11,5	29,5	24,5	66,4	-1,036E-04	376,2	-2,753E-07	-5,296E-09	-1,992E-06	-1,036E-04
60	64,00	10,9	28,6	24,5	68,1	-1,045E-04	376,4	-2,777E-07	1,337E-08	5,030E-06	-1,045E-04
65	62,48	10,4	27,6	24,5	69,8	-1,047E-04	376,8	-2,779E-07	3,332E-08	1,255E-05	-1,046E-04
70	61,01	10,0	26,5	24,5	71,6	-1,040E-04	377,5	-2,757E-07	5,450E-08	2,056E-05	-1,040E-04
75	59,60	9,6	25,5	24,5	73,5	-1,025E-04	378,5	-2,710E-07	7,679E-08	2,903E-05	-1,024E-04
80	58,26	9,4	24,4	24,5	75,5	-1,000E-04	379,8	-2,637E-07	1,000E-07	3,792E-05	-9,998E-05
85	57,00	9,3	23,2	24,5	77,5	-9,656E-05	381,4	-2,537E-07	1,239E-07	4,716E-05	-9,655E-05
90	55,82	9,2	22,1	24,5	79,5	-9,211E-05	383,4	-2,408E-07	1,482E-07	5,666E-05	-9,209E-05
95	54,75	9,3	21,0	24,5	81,5	-8,659E-05	385,7	-2,252E-07	1,724E-07	6,629E-05	-8,658E-05
100	53,78	9,4	19,9	24,5	83,6	-8,000E-05	388,3	-2,067E-07	1,961E-07	7,589E-05	-7,999E-05
105	52,92	9,6	18,8	24,5	85,6	-7,233E-05	391,2	-1,856E-07	2,188E-07	8,527E-05	-7,232E-05

110	52,19	10,0	17,7	24,5	87,5	-6,360E-05	394,5	-1,619E-07	2,398E-07	9,420E-05	-6,360E-05
115	51,58	10,4	16,7	24,5	89,3	-5,385E-05	398,0	-1,359E-07	2,585E-07	1,024E-04	-5,385E-05
120	51,10	10,9	15,7	24,5	91,0	-4,316E-05	401,8	-1,079E-07	2,743E-07	1,097E-04	-4,316E-05
125	50,76	11,5	14,7	24,5	92,5	-3,162E-05	405,8	-7,831E-08	2,866E-07	1,157E-04	-3,162E-05
130	50,55	12,2	13,8	24,5	93,9	-1,936E-05	409,9	-4,748E-08	2,949E-07	1,203E-04	-1,936E-05
135	50,48	13,0	13,0	24,5	95,0	-6,556E-06	414,1	-1,591E-08	2,988E-07	1,231E-04	-6,556E-06
140	50,55	13,8	12,2	24,5	95,8	6,623E-06	418,4	1,591E-08	2,979E-07	1,240E-04	6,623E-06
145	50,76	14,7	11,5	24,5	96,4	1,997E-05	422,6	4,748E-08	2,922E-07	1,229E-04	1,997E-05
150	51,10	15,7	10,9	24,5	96,7	3,326E-05	426,8	7,831E-08	2,818E-07	1,197E-04	3,326E-05
155	51,58	16,7	10,4	24,5	96,7	4,627E-05	430,7	1,079E-07	2,669E-07	1,144E-04	4,627E-05
160	52,19	17,7	10,0	24,5	96,3	5,879E-05	434,4	1,359E-07	2,480E-07	1,073E-04	5,878E-05
165	52,92	18,8	9,6	24,5	95,7	7,060E-05	437,8	1,619E-07	2,257E-07	9,841E-05	7,060E-05
170	53,78	19,9	9,4	24,5	94,9	8,152E-05	440,8	1,856E-07	2,005E-07	8,807E-05	8,152E-05
175	54,75	21,0	9,3	24,5	93,8	9,140E-05	443,5	2,067E-07	1,733E-07	7,660E-05	9,139E-05
180	55,82	22,1	9,2	24,5	92,4	1,001E-04	445,7	2,252E-07	1,447E-07	6,432E-05	1,001E-04
185	57,00	23,2	9,3	24,5	90,9	1,076E-04	447,5	2,408E-07	1,155E-07	5,158E-05	1,075E-04
190	58,26	24,4	9,4	24,5	89,2	1,137E-04	448,8	2,537E-07	8,637E-08	3,870E-05	1,137E-04
195	59,60	25,5	9,6	24,5	87,3	1,185E-04	449,7	2,637E-07	5,784E-08	2,598E-05	1,185E-04
200	61,01	26,5	10,0	24,5	85,4	1,219E-04	450,2	2,710E-07	3,040E-08	1,368E-05	1,219E-04
205	62,48	27,6	10,4	24,5	83,4	1,241E-04	450,2	2,757E-07	4,416E-09	1,988E-06	1,241E-04
210	64,00	28,6	10,9	24,5	81,4	1,251E-04	449,9	2,779E-07	-1,983E-08	-8,927E-06	1,251E-04
215	65,56	29,5	11,5	24,5	79,3	1,249E-04	449,3	2,777E-07	-4,217E-08	-1,896E-05	1,248E-04
220	67,13	30,4	12,2	24,5	77,3	1,236E-04	448,3	2,753E-07	-6,251E-08	-2,805E-05	1,236E-04
225	68,73	31,2	13,0	24,5	75,3	1,213E-04	447,0	2,710E-07	-8,081E-08	-3,617E-05	1,213E-04
230	70,32	32,0	13,8	24,5	73,3	1,182E-04	445,6	2,648E-07	-9,710E-08	-4,334E-05	1,182E-04
235	71,89	32,7	14,7	24,5	71,5	1,143E-04	443,9	2,569E-07	-1,114E-07	-4,956E-05	1,142E-04
240	73,45	33,3	15,7	24,5	69,6	1,096E-04	442,0	2,475E-07	-1,240E-07	-5,490E-05	1,096E-04

245	74,97	33,8	16,7	24,5	67,9	1,044E-04	439,9	2,368E-07	-1,348E-07	-5,942E-05	1,044E-04
250	76,44	34,2	17,7	24,5	66,3	9,869E-05	437,7	2,249E-07	-1,440E-07	-6,317E-05	9,868E-05
255	77,85	34,6	18,8	24,5	64,7	9,251E-05	435,5	2,119E-07	-1,517E-07	-6,623E-05	9,250E-05
260	79,19	34,8	19,9	24,5	63,3	8,595E-05	433,1	1,979E-07	-1,581E-07	-6,867E-05	8,595E-05
265	80,45	35,0	21,0	24,5	62,0	7,909E-05	430,7	1,831E-07	-1,633E-07	-7,055E-05	7,909E-05
270	81,63	35,0	22,1	24,5	60,7	7,199E-05	428,2	1,676E-07	-1,675E-07	-7,193E-05	7,198E-05
275	82,70	35,0	23,2	24,5	59,6	6,468E-05	425,7	1,515E-07	-1,707E-07	-7,287E-05	6,468E-05
280	83,67	34,8	24,4	24,5	58,5	5,723E-05	423,1	1,348E-07	-1,730E-07	-7,343E-05	5,722E-05
285	84,53	34,6	25,5	24,5	57,6	4,966E-05	420,6	1,177E-07	-1,746E-07	-7,364E-05	4,966E-05
290	85,26	34,2	26,5	24,5	56,8	4,203E-05	418,1	1,002E-07	-1,754E-07	-7,356E-05	4,202E-05
295	85,87	33,8	27,6	24,5	56,0	3,435E-05	415,6	8,240E-08	-1,756E-07	-7,320E-05	3,435E-05
300	86,35	33,3	28,6	24,5	55,4	2,666E-05	413,1	6,434E-08	-1,753E-07	-7,262E-05	2,666E-05
305	86,69	32,7	29,5	24,5	54,8	1,898E-05	410,6	4,609E-08	-1,744E-07	-7,182E-05	1,898E-05
310	86,90	32,0	30,4	24,5	54,4	1,134E-05	408,1	2,771E-08	-1,730E-07	-7,083E-05	1,134E-05
315	86,97	31,2	31,2	24,5	54,0	3,762E-06	405,7	9,244E-09	-1,712E-07	-6,966E-05	3,762E-06
320	86,90	30,4	32,0	24,5	53,7	-3,740E-06	403,4	-9,244E-09	-1,689E-07	-6,832E-05	-3,740E-06
325	86,69	29,5	32,7	24,5	53,6	-1,115E-05	401,1	-2,771E-08	-1,661E-07	-6,682E-05	-1,115E-05
330	86,35	28,6	33,3	24,5	53,5	-1,843E-05	398,8	-4,609E-08	-1,629E-07	-6,517E-05	-1,844E-05
335	85,87	27,6	33,8	24,5	53,5	-2,559E-05	396,7	-6,434E-08	-1,593E-07	-6,337E-05	-2,559E-05
340	85,26	26,5	34,2	24,5	53,6	-3,260E-05	394,6	-8,240E-08	-1,552E-07	-6,140E-05	-3,260E-05
345	84,53	25,5	34,6	24,5	53,7	-3,944E-05	392,5	-1,002E-07	-1,506E-07	-5,926E-05	-3,944E-05
350	83,67	24,4	34,8	24,5	54,0	-4,609E-05	390,5	-1,177E-07	-1,455E-07	-5,695E-05	-4,609E-05
355	82,70	23,2	35,0	24,5	54,4	-5,253E-05	388,7	-1,348E-07	-1,398E-07	-5,446E-05	-5,253E-05
360	81,63	22,1	35,0	24,5	54,9	-5,875E-05	386,9	-1,515E-07	-1,335E-07	-5,176E-05	-5,875E-05

Ecuaciones Utilizadas.

Para el desarrollo de la tabla A1.2 se utilizan las siguientes fórmulas:

$$V_{c.H} = \pi \cdot \left(\frac{\Phi_{p-H}}{2} \right)^2 \cdot L_{c-H} \times 10^{-9} \text{ [m}^3\text{]}$$

$$V_{c.L} = \pi \cdot \left(\frac{\Phi_{p-L}}{2} \right)^2 \cdot L_{c-L} \times 10^{-9} \text{ [m}^3\text{]}$$

Segunda columna: volumen total V_T

$$V_{T(\theta)} = V_{H(\theta)} + V_{L(\theta)} + V_{Reg} \text{ [cm}^3\text{]}$$

Tercera columna: volumen caliente V_H . Según método sección 1.4.2.

$$V_{H(\theta)} = \frac{V_{c.H}}{2} \cdot (1 - \sin \theta) \times 10^6 + V_{mH} \text{ [cm}^3\text{]}$$

Cuarta columna: volumen frío V_L . Según método sección 1.4.2.

$$V_{L(\theta)} = \frac{V_{c.L}}{2} \cdot (1 + \cos \theta) \times 10^6 + V_{mL} \text{ [cm}^3\text{]}$$

Sexta columna: Presión P . Según ecuación 1.16.

$$P_{(\theta)} = \frac{M \cdot R \cdot (T_H + 273) \cdot (T_L + 273) \cdot (T_R + 273) \times 10^6}{V_{H(\theta)} \cdot (T_L + 273) \cdot (T_R + 273) + V_{L(\theta)} \cdot (T_H + 273) \cdot (T_R + 273) + V_{R(\theta)} \cdot (T_H + 273) \cdot (T_L + 273)} \text{ [KPa]}$$

Séptima columna: Trabajo ΔW .

$$\Delta W_{(\theta)} = \frac{(P_{(\theta)} + P_{(\theta-30^\circ)})}{2} \cdot \frac{(V_{T(\theta)} - V_{T(\theta-30^\circ)})}{10^6} \text{ [KJ]}$$

Octava columna: Temperatura global. T .

$$T_{(\theta)} = \frac{P_{(\theta)} \cdot V_{T(\theta)}}{R \cdot M \cdot 1 \times 10^6} \text{ [K]}$$

Novena columna: Entropía isotérmica. ΔS_{isot} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta S_{isot(\theta)} = \frac{M \cdot R \cdot (V_{T(\theta)} - V_{T(\theta-30^\circ)})}{0,5 \cdot (V_{T(\theta)} + V_{T(\theta-30^\circ)})} \left[\frac{KJ}{K} \right]$$

Décima columna: Entropía isocórica o de regeneración. ΔS_{reg} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta S_{isot(\theta)} = \frac{M \cdot C_v \cdot (T_{(\theta)} - T_{(\theta-30^\circ)})}{0,5 \cdot (T_{(\theta)} + T_{(\theta-30^\circ)})} \left[\frac{KJ}{K} \right]$$

Décima primera columna: Calor isocórico o de regeneración. ΔQ_{reg} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta Q_{reg(\theta)} = \frac{\Delta S_{reg(\theta)} \cdot (T_{(\theta)} + T_{(\theta-30^\circ)})}{2} [KJ]$$

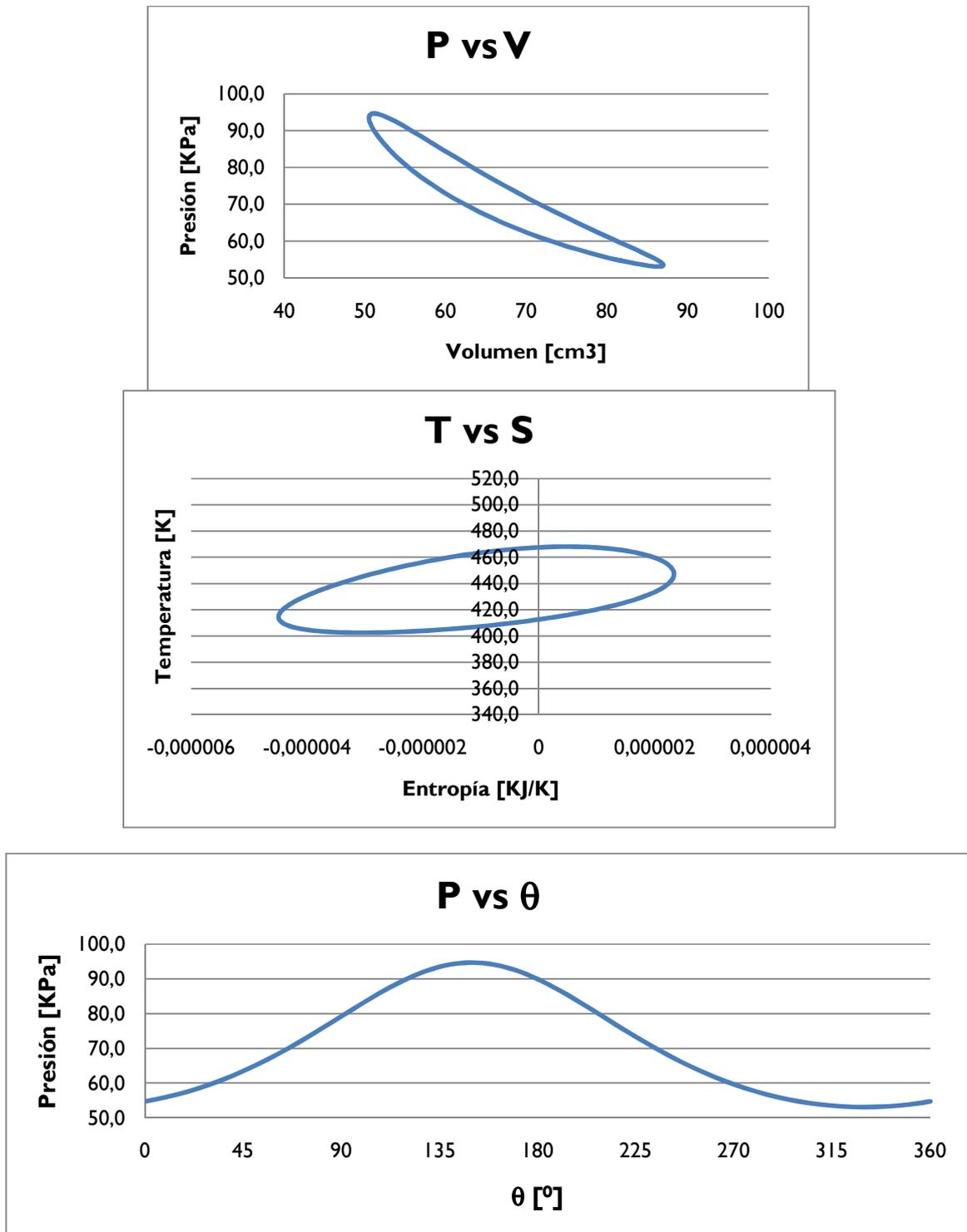
Décima segunda columna: Calor isotérmico. ΔQ_{isot} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta Q_{isot(\theta)} = \frac{\Delta S_{isot(\theta)} \cdot (T_{(\theta)} + T_{(\theta-30^\circ)})}{2} [KJ]$$

Tabla A.3.- Resultados termodinámicos en base a las ecuaciones de la sección 1.4.

Presión máxima [KPa]	96,668
Presión mínima [KPa]	53,463
Presión media [Kpa]	71,942
Temperatura máxima [K]	450,2
Temperatura mínima [K]	376,2
Relación de presión.	1,808
Volumen máxima cm3	86,97
Volumen mínima cm3	50,48
Relación de Volumen.	1,723
Trabajo [J]	0,360
Calor que ingresa [KJ]	3,310
Calor regenerado [KJ]	1,612
Eficiencia	10,87%

Figura A1.1.- Gráficas P-V, T-S y P- θ para el motor tipo Alfa.



2. MOTOR TIPO BETA.

Tabla A1.4. Tabla de datos para el motor tipo beta:

Diámetro del pistón	\varnothing_p	38	mm
Carrera pistón	L_c	19	mm
Diámetro del desplazador	\varnothing_D	35	mm
Carrera del desplazador	L_D	33	mm
Volumen muerto (Hot)	V_{mH}	8	cm ³
Volumen muerto (Cold)	V_{mL}	8	cm ³
Volumen muerto (Regenerador)	V_{Reg}	17	cm ³
Temperatura Hot	T_H	300	°C
Temperatura Cold	T_L	28	°C
Constante del Gas	R	0,2870	KJ/Kg*K
Cv del Gas	Cv	0,7200	KJ/Kg*K
Eficiencia del regenerador	ϵ	60%	
Masa	M	0,00004199	kg
Distancia entre el punto medio del desplazador y del pistón	D	20,00000000	mm

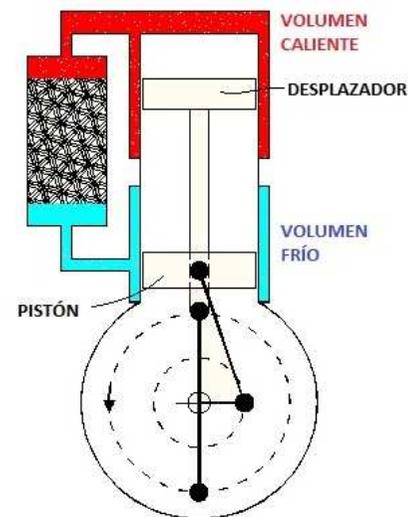


Tabla A1.5. Tabla de resultados, utilizando variaciones del ángulo de cigüeñal de cinco grados:

Ángulo de giro del cigüeñal (θ) [°]	Volumen total VT [cm ³]	Volumen caliente VH [cm ³]	Volumen frío VL [cm ³]	Volumen en el regenerador VReg [cm ³]	Presión P [KPa]	$\Delta W = P \cdot \Delta V$ [KJ]	T. global [K]	ΔS_{isot} [KJ/K]	ΔS_{reg} [KJ/K]	ΔQ_{regen} [KJ]	ΔQ_{isot} [KJ]
0	68,7	39,7	12,0	17,0	81,405		464,2				
5	69,7	39,7	13,0	17,0	79,675	7,563E-05	460,5	1,636E-07	-2,392E-07	-1,106E-04	7,562E-05
10	70,6	39,5	14,1	17,0	77,933	7,344E-05	456,5	1,601E-07	-2,666E-07	-1,222E-04	7,343E-05

15	71,5	39,2	15,3	17,0	76,198	7,072E-05	452,1	1,556E-07	-2,903E-07	-1,319E-04	7,071E-05
20	72,4	38,8	16,6	17,0	74,486	6,754E-05	447,5	1,501E-07	-3,103E-07	-1,396E-04	6,753E-05
25	73,3	38,3	18,0	17,0	72,812	6,395E-05	442,7	1,437E-07	-3,270E-07	-1,455E-04	6,395E-05
30	74,1	37,6	19,5	17,0	71,186	6,003E-05	437,7	1,363E-07	-3,403E-07	-1,498E-04	6,002E-05
35	74,9	36,9	21,0	17,0	69,621	5,581E-05	432,7	1,282E-07	-3,507E-07	-1,526E-04	5,581E-05
40	75,6	36,0	22,6	17,0	68,123	5,136E-05	427,6	1,194E-07	-3,582E-07	-1,541E-04	5,135E-05
45	76,3	35,1	24,2	17,0	66,698	4,671E-05	422,5	1,099E-07	-3,631E-07	-1,543E-04	4,671E-05
50	77,0	34,1	25,9	17,0	65,353	4,193E-05	417,4	9,983E-08	-3,657E-07	-1,536E-04	4,192E-05
55	77,5	33,0	27,6	17,0	64,090	3,703E-05	412,4	8,925E-08	-3,660E-07	-1,519E-04	3,703E-05
60	78,0	31,8	29,2	17,0	62,912	3,207E-05	407,5	7,823E-08	-3,644E-07	-1,494E-04	3,207E-05
65	78,5	30,6	30,9	17,0	61,822	2,707E-05	402,6	6,683E-08	-3,610E-07	-1,462E-04	2,707E-05
70	78,8	29,3	32,5	17,0	60,819	2,206E-05	397,9	5,510E-08	-3,560E-07	-1,425E-04	2,206E-05
75	79,1	28,0	34,1	17,0	59,906	1,706E-05	393,3	4,312E-08	-3,494E-07	-1,382E-04	1,706E-05
80	79,3	26,6	35,7	17,0	59,081	1,210E-05	388,9	3,094E-08	-3,415E-07	-1,336E-04	1,210E-05
85	79,5	25,3	37,2	17,0	58,345	7,203E-06	384,7	1,862E-08	-3,323E-07	-1,285E-04	7,203E-06
90	79,5	23,9	38,6	17,0	57,697	2,379E-06	380,6	6,217E-09	-3,218E-07	-1,231E-04	2,379E-06
95	79,5	22,5	40,0	17,0	57,138	-2,354E-06	376,7	-6,217E-09	-3,103E-07	-1,175E-04	-2,354E-06
100	79,3	21,1	41,2	17,0	56,665	-6,981E-06	373,0	-1,862E-08	-2,976E-07	-1,116E-04	-6,981E-06
105	79,1	19,8	42,4	17,0	56,280	-1,149E-05	369,5	-3,094E-08	-2,840E-07	-1,054E-04	-1,149E-05
110	78,8	18,4	43,4	17,0	55,981	-1,586E-05	366,3	-4,312E-08	-2,693E-07	-9,906E-05	-1,586E-05
115	78,5	17,2	44,3	17,0	55,768	-2,010E-05	363,2	-5,510E-08	-2,536E-07	-9,248E-05	-2,010E-05
120	78,0	15,9	45,1	17,0	55,640	-2,418E-05	360,4	-6,683E-08	-2,369E-07	-8,570E-05	-2,418E-05
125	77,5	14,8	45,8	17,0	55,598	-2,809E-05	357,8	-7,823E-08	-2,192E-07	-7,869E-05	-2,809E-05
130	77,0	13,7	46,3	17,0	55,641	-3,182E-05	355,4	-8,925E-08	-2,004E-07	-7,147E-05	-3,182E-05
135	76,3	12,6	46,7	17,0	55,770	-3,537E-05	353,3	-9,983E-08	-1,807E-07	-6,401E-05	-3,537E-05
140	75,6	11,7	46,9	17,0	55,984	-3,872E-05	351,4	-1,099E-07	-1,598E-07	-5,631E-05	-3,872E-05
145	74,9	10,9	47,0	17,0	56,284	-4,186E-05	349,8	-1,194E-07	-1,379E-07	-4,834E-05	-4,186E-05
150	74,1	10,1	47,0	17,0	56,671	-4,477E-05	348,5	-1,282E-07	-1,148E-07	-4,009E-05	-4,477E-05
155	73,3	9,5	46,8	17,0	57,144	-4,744E-05	347,4	-1,363E-07	-9,060E-08	-3,153E-05	-4,744E-05

160	72,4	9,0	46,4	17,0	57,705	-4,987E-05	346,7	-1,437E-07	-6,524E-08	-2,264E-05	-4,986E-05
165	71,5	8,5	46,0	17,0	58,353	-5,202E-05	346,2	-1,501E-07	-3,871E-08	-1,341E-05	-5,202E-05
170	70,6	8,2	45,3	17,0	59,090	-5,389E-05	346,1	-1,556E-07	-1,102E-08	-3,814E-06	-5,388E-05
175	69,7	8,1	44,6	17,0	59,916	-5,545E-05	346,3	-1,601E-07	1,781E-08	6,167E-06	-5,545E-05
180	68,7	8,0	43,7	17,0	60,831	-5,669E-05	346,9	-1,636E-07	4,773E-08	1,654E-05	-5,669E-05
185	67,8	8,1	42,7	17,0	61,834	-5,759E-05	347,8	-1,658E-07	7,868E-08	2,733E-05	-5,759E-05
190	66,8	8,2	41,6	17,0	62,926	-5,813E-05	349,1	-1,668E-07	1,105E-07	3,851E-05	-5,813E-05
195	65,9	8,5	40,4	17,0	64,104	-5,828E-05	350,7	-1,666E-07	1,432E-07	5,009E-05	-5,828E-05
200	65,0	9,0	39,1	17,0	65,368	-5,803E-05	352,8	-1,650E-07	1,764E-07	6,205E-05	-5,803E-05
205	64,2	9,5	37,7	17,0	66,715	-5,735E-05	355,2	-1,620E-07	2,100E-07	7,434E-05	-5,734E-05
210	63,3	10,1	36,2	17,0	68,140	-5,622E-05	358,1	-1,576E-07	2,437E-07	8,691E-05	-5,621E-05
215	62,5	10,9	34,7	17,0	69,639	-5,461E-05	361,4	-1,518E-07	2,771E-07	9,969E-05	-5,461E-05
220	61,8	11,7	33,1	17,0	71,206	-5,251E-05	365,1	-1,446E-07	3,099E-07	1,126E-04	-5,251E-05
225	61,1	12,6	31,5	17,0	72,831	-4,991E-05	369,3	-1,359E-07	3,415E-07	1,254E-04	-4,990E-05
230	60,5	13,7	29,8	17,0	74,506	-4,678E-05	373,8	-1,259E-07	3,716E-07	1,381E-04	-4,678E-05
235	59,9	14,8	28,1	17,0	76,219	-4,312E-05	378,8	-1,146E-07	3,995E-07	1,503E-04	-4,312E-05
240	59,4	15,9	26,5	17,0	77,954	-3,893E-05	384,2	-1,020E-07	4,246E-07	1,620E-04	-3,893E-05
245	59,0	17,2	24,8	17,0	79,696	-3,421E-05	389,9	-8,839E-08	4,464E-07	1,728E-04	-3,421E-05
250	58,6	18,4	23,1	17,0	81,426	-2,898E-05	395,9	-7,375E-08	4,642E-07	1,824E-04	-2,898E-05
255	58,3	19,8	21,5	17,0	83,123	-2,325E-05	402,2	-5,827E-08	4,775E-07	1,906E-04	-2,325E-05
260	58,1	21,1	20,0	17,0	84,765	-1,708E-05	408,7	-4,212E-08	4,857E-07	1,969E-04	-1,708E-05
265	58,0	22,5	18,5	17,0	86,328	-1,050E-05	415,4	-2,547E-08	4,883E-07	2,012E-04	-1,050E-05
270	57,9	23,9	17,1	17,0	87,785	-3,569E-06	422,1	-8,524E-09	4,849E-07	2,030E-04	-3,569E-06
275	58,0	25,3	15,7	17,0	89,113	3,626E-06	428,8	8,524E-09	4,753E-07	2,022E-04	3,626E-06
280	58,1	26,6	14,5	17,0	90,287	1,100E-05	435,3	2,547E-08	4,594E-07	1,985E-04	1,100E-05
285	58,3	28,0	13,3	17,0	91,283	1,847E-05	441,7	4,212E-08	4,374E-07	1,918E-04	1,847E-05
290	58,6	29,3	12,3	17,0	92,081	2,591E-05	447,7	5,827E-08	4,093E-07	1,820E-04	2,591E-05
295	59,0	30,6	11,4	17,0	92,663	3,323E-05	453,3	7,375E-08	3,757E-07	1,693E-04	3,323E-05
300	59,4	31,8	10,6	17,0	93,018	4,029E-05	458,4	8,839E-08	3,371E-07	1,537E-04	4,029E-05

305	59,9	33,0	9,9	17,0	93,136	4,701E-05	462,9	1,020E-07	2,943E-07	1,356E-04	4,701E-05
310	60,5	34,1	9,4	17,0	93,015	5,326E-05	466,7	1,146E-07	2,482E-07	1,153E-04	5,326E-05
315	61,1	35,1	9,0	17,0	92,658	5,895E-05	469,8	1,259E-07	1,995E-07	9,343E-05	5,895E-05
320	61,8	36,0	8,8	17,0	92,073	6,401E-05	472,1	1,359E-07	1,494E-07	7,036E-05	6,401E-05
325	62,5	36,9	8,7	17,0	91,272	6,836E-05	473,7	1,446E-07	9,868E-08	4,667E-05	6,836E-05
330	63,3	37,6	8,7	17,0	90,274	7,196E-05	474,4	1,518E-07	4,831E-08	2,290E-05	7,196E-05
335	64,2	38,3	8,9	17,0	89,098	7,477E-05	474,4	1,576E-07	-8,878E-10	-4,212E-07	7,477E-05
340	65,0	38,8	9,2	17,0	87,769	7,679E-05	473,6	1,620E-07	-4,819E-08	-2,284E-05	7,679E-05
345	65,9	39,2	9,7	17,0	86,309	7,802E-05	472,2	1,650E-07	-9,298E-08	-4,397E-05	7,802E-05
350	66,8	39,5	10,3	17,0	84,746	7,848E-05	470,1	1,666E-07	-1,348E-07	-6,350E-05	7,848E-05
355	67,8	39,7	11,1	17,0	83,103	7,821E-05	467,4	1,668E-07	-1,732E-07	-8,120E-05	7,820E-05
360	68,7	39,7	12,0	17,0	81,405	7,724E-05	464,2	1,658E-07	-2,081E-07	-9,692E-05	7,723E-05

Ecuaciones Utilizadas.

Para el desarrollo de la tabla A1.5 se utilizan las siguientes fórmulas:

$$V_{pistón} = \pi \cdot \left(\frac{\phi_p}{2}\right)^2 \cdot L_c \cdot 10^{-9} \text{ [m}^3\text{]}$$

$$V_{Despl} = \pi \cdot \left(\frac{\phi_D}{2}\right)^2 \cdot L_D \cdot 10^{-9} \text{ [m}^3\text{]}$$

Segunda columna: volumen total V_T

$$V_{T(\theta)} = V_{H(\theta)} + V_{L(\theta)} + V_{Reg} \text{ [cm}^3\text{]}$$

Tercera columna: volumen caliente V_H . Según método sección 1.4.2.

$$V_{H(\theta)} = \frac{V_{Despl}}{2} \cdot (1 + \cos \theta) \cdot 10^6 + V_{mH} \text{ [cm}^3\text{]}$$

Cuarta columna: volumen frío V_L . Según método sección 1.4.2

$$V_{L(\theta)} = \left(\frac{V_{Despl}}{2} \cdot (1 - \cos \theta) + \frac{V_{pistón}}{2} \cdot (1 + \sin \theta) + \frac{(2 \cdot D - L_c - L_D)}{2 \cdot 10^{-3}} \cdot \pi \cdot \left(\frac{\phi_p}{2 \cdot 10^{-3}}\right)^2 \right) \cdot 10^6 \\ + V_{mL} \text{ [cm}^3\text{]}$$

Sexta columna: Presión P . Según ecuación 1.16

$$P_{(\theta)} \\ = \frac{M \cdot R \cdot (T_H + 273) \cdot (T_L + 273) \cdot (T_R + 273) \cdot 10^6}{V_{H(\theta)} \cdot (T_L + 273) \cdot (T_R + 273) + V_{L(\theta)} \cdot (T_H + 273) \cdot (T_R + 273) + V_{R(\theta)} \cdot (T_H + 273) \cdot (T_L + 273)} \text{ [KPa]}$$

Séptima columna: Trabajo ΔW .

$$\Delta W_{(\theta)} = \frac{(P_{(\theta)} + P_{(\theta-30^\circ)})}{2} \cdot \frac{(V_{T(\theta)} - V_{T(\theta-30^\circ)})}{10^6} \text{ [KJ]}$$

Octava columna: Temperatura global. T .

$$T_{(\theta)} = \frac{P_{(\theta)} \cdot V_{T(\theta)}}{R \cdot M \cdot 1 \cdot 10^6} \text{ [K]}$$

Novena columna: Entropía isotérmica. ΔS_{isot} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta S_{isot(\theta)} = \frac{M \cdot R \cdot (V_{T(\theta)} - V_{T(\theta-30^\circ)})}{0,5 \cdot (V_{T(\theta)} + V_{T(\theta-30^\circ)})} \left[\frac{KJ}{K} \right]$$

Décima columna: Entropía isocórica o de regeneración. ΔS_{reg} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta S_{isot(\theta)} = \frac{M \cdot C_v \cdot (T_{(\theta)} - T_{(\theta-30^\circ)})}{0,5 \cdot (T_{(\theta)} + T_{(\theta-30^\circ)})} \left[\frac{KJ}{K} \right]$$

Décima primera columna: Calor isocórico o de regeneración. ΔQ_{reg} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta Q_{reg(\theta)} = \frac{\Delta S_{reg(\theta)} \cdot (T_{(\theta)} + T_{(\theta-30^\circ)})}{2} [KJ]$$

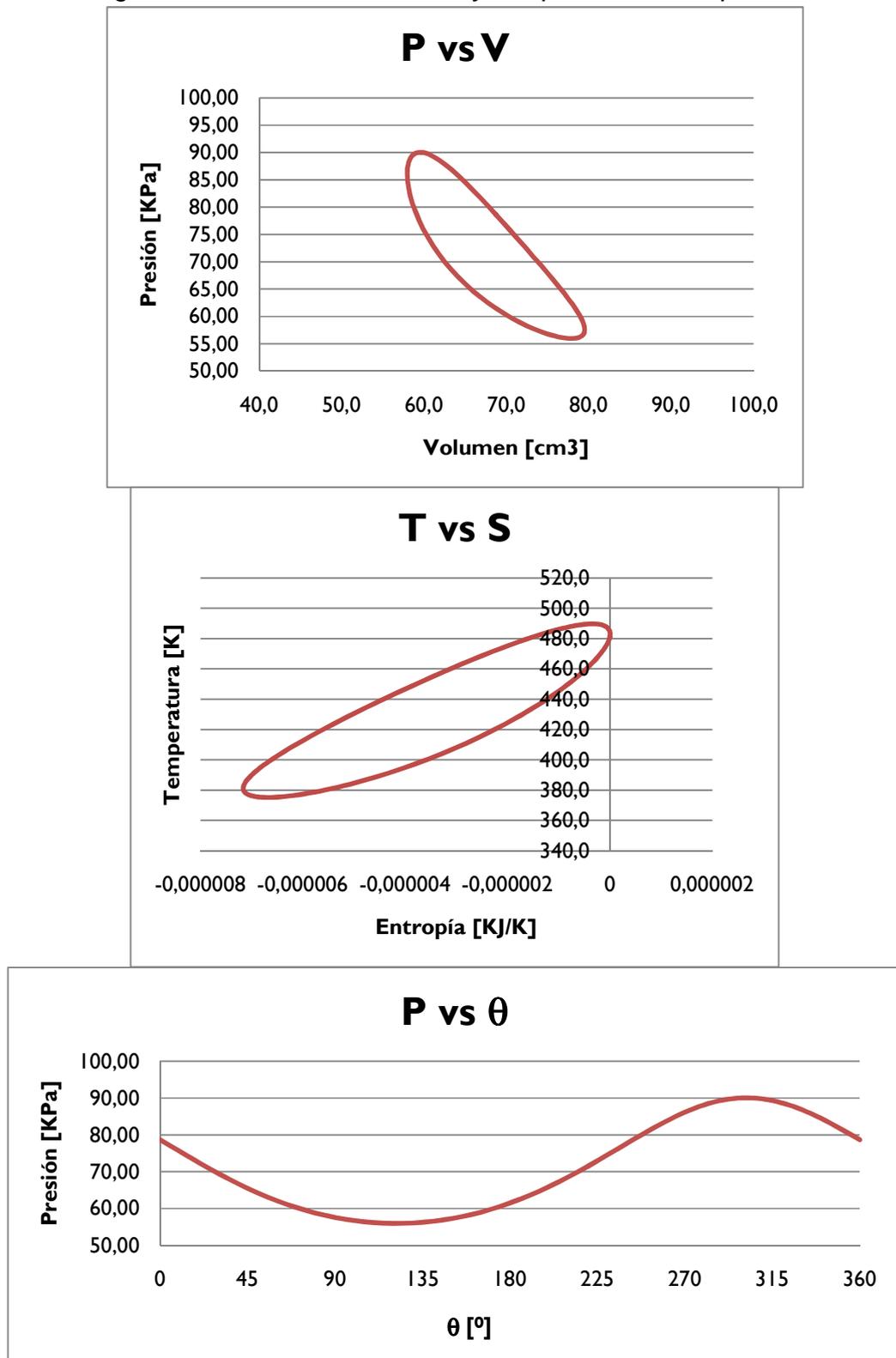
Décima segunda columna: Calor isotérmico. ΔQ_{isot} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta Q_{isot(\theta)} = \frac{\Delta S_{isot(\theta)} \cdot (T_{(\theta)} + T_{(\theta-30^\circ)})}{2} [KJ]$$

Tabla A.6.- Resultados termodinámicos en base a las ecuaciones de la sección 1.4.

Presión máxima [KPa]	93,136
Presión mínima [KPa]	55,598
Presión media [Kpa]	71,937
Temperatura máxima [K]	474,4
Temperatura mínima [K]	346,1
Relación de presión.	1,675
Volumen máxima cm3	79,49
Volumen mínima cm3	57,95
Relación de volumen.	1,37
Trabajo [KJ]	0,000358
Calor que ingresa [KJ]	0,003275
Calor regenerado [KJ]	0,002327
Eficiencia	10,92%

Figura A1.2.- Gráficas P-V, T-S y P- θ para el motor tipo beta.



MOTOR TIPO GAMMA

Tabla A1.7. Tabla de datos para el motor tipo gamma:

Diámetro del pistón de potencia	ϕ_p	30	mm
Carrera del pistón de potencia	L_c	30	mm
Diámetro del desplazador	ϕ_D	57	mm
Carrera del desplazador	L_D	38	mm
Volumen muerto (Hot)	V_{mH}	10	cm ³
Volumen muerto (Cold)	V_{mL}	10	cm ³
Volumen muerto (Regenerador)	V_{Reg}	80	cm ³
Temperatura Hot	T_H	300	°C
Temperatura Cold	T_L	28	°C
Constante del Gas	R	0,2870	KJ/Kg*K
Cv del Gas	Cv	0,7200	KJ/Kg*K
Eficiencia del regenerador	ϵ	60%	
Masa	M	0,00012725	kg

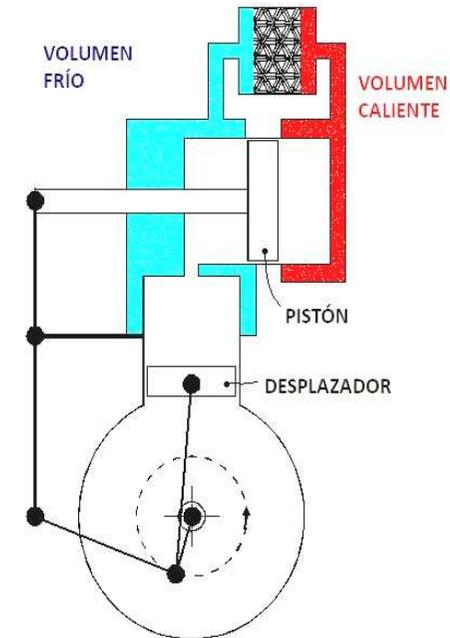


Tabla A1.8. Tabla de resultados, utilizando variaciones del ángulo de cigüeñal de cinco grados:

Ángulo de giro del cigüeñal (θ) [°]	Volumen total VT [cm ³]	Volumen caliente . VH [cm ³]	Volumen frío. VL [cm ³]	Volumen en el regenerador VReg [cm ³]	Presión P [KPa]	$\Delta W = P \cdot \Delta V$ [KJ]	T. global [K]	ΔS_{isot} [KJ/K]	ΔS_{reg} [KJ/K]	ΔQ_{regen} [KJ]	ΔQ_{isot} [KJ]
0	207,6	107,0	20,6	80,0	83,3		473,7				
5	208,5	106,8	21,7	80,0	82,7	7,673E-05	472,2	1,622E-07	-2,931E-07	-1,386E-04	7,672E-05
10	209,4	106,2	23,2	80,0	82,0	7,552E-05	470,1	1,603E-07	-4,071E-07	-1,918E-04	7,552E-05

15	210,3	105,3	25,0	80,0	81,2	7,367E-05	467,5	1,572E-07	-5,152E-07	-2,415E-04	7,367E-05
20	211,2	104,0	27,2	80,0	80,3	7,122E-05	464,3	1,529E-07	-6,163E-07	-2,871E-04	7,122E-05
25	212,1	102,4	29,6	80,0	79,4	6,821E-05	460,7	1,475E-07	-7,097E-07	-3,282E-04	6,821E-05
30	212,9	100,5	32,4	80,0	78,4	6,470E-05	456,8	1,410E-07	-7,947E-07	-3,646E-04	6,470E-05
35	213,7	98,2	35,5	80,0	77,3	6,073E-05	452,4	1,336E-07	-8,710E-07	-3,959E-04	6,073E-05
40	214,4	95,6	38,8	80,0	76,3	5,637E-05	447,8	1,252E-07	-9,381E-07	-4,223E-04	5,637E-05
45	215,1	92,8	42,3	80,0	75,2	5,166E-05	443,0	1,160E-07	-9,960E-07	-4,436E-04	5,166E-05
50	215,7	89,6	46,0	80,0	74,2	4,667E-05	438,0	1,060E-07	-1,045E-06	-4,601E-04	4,667E-05
55	216,3	86,3	50,0	80,0	73,1	4,146E-05	432,8	9,522E-08	-1,084E-06	-4,720E-04	4,146E-05
60	216,8	82,7	54,0	80,0	72,0	3,607E-05	427,6	8,383E-08	-1,114E-06	-4,794E-04	3,607E-05
65	217,2	79,0	58,2	80,0	71,0	3,055E-05	422,3	7,189E-08	-1,136E-06	-4,827E-04	3,055E-05
70	217,5	75,1	62,5	80,0	70,0	2,496E-05	417,0	5,948E-08	-1,149E-06	-4,822E-04	2,496E-05
75	217,8	71,0	66,8	80,0	69,1	1,934E-05	411,8	4,667E-08	-1,154E-06	-4,782E-04	1,934E-05
80	218,0	66,9	71,1	80,0	68,1	1,373E-05	406,7	3,355E-08	-1,151E-06	-4,710E-04	1,373E-05
85	218,1	62,7	75,4	80,0	67,2	8,172E-06	401,7	2,022E-08	-1,140E-06	-4,609E-04	8,172E-06
90	218,2	58,5	79,7	80,0	66,4	2,696E-06	396,8	6,754E-09	-1,123E-06	-4,482E-04	2,696E-06
95	218,1	54,3	83,9	80,0	65,6	-2,664E-06	392,0	-6,754E-09	-1,099E-06	-4,333E-04	-2,664E-06
100	218,0	50,1	87,9	80,0	64,9	-7,881E-06	387,5	-2,022E-08	-1,068E-06	-4,163E-04	-7,881E-06
105	217,8	45,9	91,9	80,0	64,2	-1,293E-05	383,2	-3,355E-08	-1,031E-06	-3,974E-04	-1,293E-05
110	217,5	41,9	95,6	80,0	63,6	-1,778E-05	379,0	-4,667E-08	-9,893E-07	-3,770E-04	-1,778E-05
115	217,2	38,0	99,2	80,0	63,1	-2,243E-05	375,2	-5,948E-08	-9,418E-07	-3,552E-04	-2,243E-05
120	216,8	34,2	102,5	80,0	62,6	-2,684E-05	371,5	-7,189E-08	-8,894E-07	-3,321E-04	-2,684E-05
125	216,3	30,7	105,6	80,0	62,2	-3,101E-05	368,2	-8,383E-08	-8,324E-07	-3,079E-04	-3,101E-05
130	215,7	27,3	108,4	80,0	61,8	-3,491E-05	365,1	-9,522E-08	-7,710E-07	-2,827E-04	-3,491E-05
135	215,1	24,2	110,9	80,0	61,5	-3,854E-05	362,3	-1,060E-07	-7,055E-07	-2,566E-04	-3,854E-05
140	214,4	21,3	113,0	80,0	61,3	-4,188E-05	359,8	-1,160E-07	-6,362E-07	-2,297E-04	-4,188E-05
145	213,7	18,8	114,9	80,0	61,1	-4,492E-05	357,6	-1,252E-07	-5,633E-07	-2,020E-04	-4,492E-05

150	212,9	16,5	116,4	80,0	61,0	-4,764E-05	355,7	-1,336E-07	-4,872E-07	-1,737E-04	-4,764E-05
155	212,1	14,5	117,5	80,0	61,0	-5,005E-05	354,1	-1,410E-07	-4,080E-07	-1,448E-04	-5,005E-05
160	211,2	12,9	118,3	80,0	61,0	-5,213E-05	352,8	-1,475E-07	-3,261E-07	-1,153E-04	-5,213E-05
165	210,3	11,7	118,7	80,0	61,1	-5,387E-05	351,9	-1,529E-07	-2,418E-07	-8,521E-05	-5,387E-05
170	209,4	10,7	118,7	80,0	61,3	-5,526E-05	351,3	-1,572E-07	-1,553E-07	-5,461E-05	-5,526E-05
175	208,5	10,2	118,3	80,0	61,5	-5,629E-05	351,1	-1,603E-07	-6,702E-08	-2,354E-05	-5,629E-05
180	207,6	10,0	117,6	80,0	61,8	-5,696E-05	351,1	-1,622E-07	2,276E-08	7,990E-06	-5,696E-05
185	206,6	10,2	116,5	80,0	62,1	-5,726E-05	351,6	-1,630E-07	1,136E-07	3,993E-05	-5,726E-05
190	205,7	10,7	115,0	80,0	62,6	-5,717E-05	352,4	-1,624E-07	2,052E-07	7,222E-05	-5,717E-05
195	204,8	11,7	113,2	80,0	63,0	-5,671E-05	353,5	-1,607E-07	2,970E-07	1,048E-04	-5,671E-05
200	203,9	12,9	111,0	80,0	63,6	-5,584E-05	355,0	-1,576E-07	3,885E-07	1,376E-04	-5,584E-05
205	203,1	14,5	108,5	80,0	64,2	-5,459E-05	356,9	-1,534E-07	4,793E-07	1,706E-04	-5,459E-05
210	202,3	16,5	105,8	80,0	64,8	-5,293E-05	359,1	-1,478E-07	5,687E-07	2,036E-04	-5,293E-05
215	201,5	18,8	102,7	80,0	65,6	-5,086E-05	361,7	-1,411E-07	6,560E-07	2,364E-04	-5,086E-05
220	200,8	21,3	99,4	80,0	66,3	-4,839E-05	364,6	-1,333E-07	7,408E-07	2,690E-04	-4,839E-05
225	200,1	24,2	95,9	80,0	67,2	-4,552E-05	367,9	-1,243E-07	8,221E-07	3,011E-04	-4,552E-05
230	199,4	27,3	92,1	80,0	68,0	-4,224E-05	371,5	-1,142E-07	8,994E-07	3,325E-04	-4,224E-05
235	198,9	30,7	88,2	80,0	69,0	-3,857E-05	375,5	-1,033E-07	9,717E-07	3,629E-04	-3,857E-05
240	198,4	34,2	84,1	80,0	69,9	-3,451E-05	379,8	-9,138E-08	1,038E-06	3,921E-04	-3,451E-05
245	198,0	38,0	80,0	80,0	70,9	-3,007E-05	384,4	-7,871E-08	1,098E-06	4,196E-04	-3,007E-05
250	197,6	41,9	75,7	80,0	71,9	-2,528E-05	389,2	-6,536E-08	1,151E-06	4,451E-04	-2,528E-05
255	197,3	45,9	71,4	80,0	73,0	-2,015E-05	394,3	-5,144E-08	1,195E-06	4,683E-04	-2,015E-05
260	197,1	50,1	67,1	80,0	74,0	-1,472E-05	399,7	-3,707E-08	1,231E-06	4,885E-04	-1,472E-05
265	197,0	54,3	62,7	80,0	75,1	-9,004E-06	405,2	-2,237E-08	1,256E-06	5,055E-04	-9,004E-06
270	197,0	58,5	58,5	80,0	76,2	-3,052E-06	410,8	-7,480E-09	1,271E-06	5,187E-04	-3,052E-06
275	197,0	62,7	54,3	80,0	77,2	3,095E-06	416,6	7,480E-09	1,275E-06	5,276E-04	3,095E-06
280	197,1	66,9	50,2	80,0	78,3	9,386E-06	422,4	2,237E-08	1,268E-06	5,318E-04	9,386E-06

285	197,3	71,0	46,3	80,0	79,2	1,577E-05	428,2	3,707E-08	1,248E-06	5,308E-04	1,577E-05
290	197,6	75,1	42,5	80,0	80,2	2,217E-05	433,9	5,144E-08	1,217E-06	5,244E-04	2,217E-05
295	198,0	79,0	39,0	80,0	81,1	2,854E-05	439,5	6,536E-08	1,173E-06	5,121E-04	2,854E-05
300	198,4	82,7	35,7	80,0	81,9	3,481E-05	444,9	7,871E-08	1,117E-06	4,939E-04	3,481E-05
305	198,9	86,3	32,6	80,0	82,6	4,089E-05	450,0	9,138E-08	1,050E-06	4,696E-04	4,089E-05
310	199,4	89,6	29,8	80,0	83,3	4,671E-05	454,8	1,033E-07	9,710E-07	4,393E-04	4,671E-05
315	200,1	92,8	27,3	80,0	83,8	5,221E-05	459,2	1,142E-07	8,823E-07	4,032E-04	5,221E-05
320	200,8	95,6	25,1	80,0	84,3	5,731E-05	463,2	1,243E-07	7,842E-07	3,617E-04	5,731E-05
325	201,5	98,2	23,3	80,0	84,6	6,195E-05	466,6	1,333E-07	6,779E-07	3,152E-04	6,195E-05
330	202,3	100,5	21,8	80,0	84,8	6,605E-05	469,5	1,411E-07	5,648E-07	2,644E-04	6,605E-05
335	203,1	102,4	20,7	80,0	84,8	6,958E-05	471,8	1,478E-07	4,463E-07	2,100E-04	6,958E-05
340	203,9	104,0	19,9	80,0	84,8	7,248E-05	473,5	1,534E-07	3,238E-07	1,530E-04	7,248E-05
345	204,8	105,3	19,5	80,0	84,6	7,471E-05	474,5	1,576E-07	1,989E-07	9,428E-05	7,471E-05
350	205,7	106,2	19,5	80,0	84,3	7,626E-05	474,9	1,607E-07	7,331E-08	3,480E-05	7,626E-05
355	206,6	106,8	19,9	80,0	83,9	7,711E-05	474,6	1,624E-07	-5,154E-08	-2,447E-05	7,711E-05
360	207,6	107,0	20,6	80,0	83,3	7,726E-05	473,7	1,630E-07	-1,741E-07	-8,256E-05	7,726E-05

Ecuaciones Utilizadas.

Para el desarrollo de la tabla A1.8 se utilizan las siguientes fórmulas:

$$V_{pistón} = \pi \cdot \left(\frac{\phi_p}{2}\right)^2 \cdot L_c \cdot 10^{-9} \text{ [m}^3\text{]}$$

$$V_{Despl} = \pi \cdot \left(\frac{\phi_D}{2}\right)^2 \cdot L_D \cdot 10^{-9} \text{ [m}^3\text{]}$$

Segunda columna: volumen total V_T

$$V_{T(\theta)} = V_{H(\theta)} + V_{L(\theta)} + V_{Reg} \text{ [cm}^3\text{]}$$

Tercera columna: volumen caliente V_H . Según método sección 1.4.2.

$$V_{H(\theta)} = \frac{V_{Despl}}{2} \cdot (1 + \cos \theta) \cdot 10^6 + V_{mH} \text{ [cm}^3\text{]}$$

Cuarta columna: volumen frío V_L . Según método sección 1.4.2

$$V_{L(\theta)} = \left(\frac{V_{Despl}}{2} \cdot (1 - \cos \theta) + \frac{V_{pistón}}{2} \cdot (1 + \sin \theta) \right) \cdot 10^6 + V_{mL} \text{ [cm}^3\text{]}$$

Sexta columna: Presión P . Según ecuación 1.16

$$P_{(\theta)} = \frac{M \cdot R \cdot (T_H + 273) \cdot (T_L + 273) \cdot (T_R + 273) \cdot 10^6}{V_{H(\theta)} \cdot (T_L + 273) \cdot (T_R + 273) + V_{L(\theta)} \cdot (T_H + 273) \cdot (T_R + 273) + V_{R(\theta)} \cdot (T_H + 273) \cdot (T_L + 273)} \text{ [KPa]}$$

Séptima columna: Trabajo ΔW .

$$\Delta W_{(\theta)} = \frac{(P_{(\theta)} + P_{(\theta-30^\circ)})}{2} \cdot \frac{(V_{T(\theta)} - V_{T(\theta-30^\circ)})}{10^6} \text{ [KJ]}$$

Octava columna: Temperatura global. T .

$$T_{(\theta)} = \frac{P_{(\theta)} \cdot V_{T(\theta)}}{R \cdot M \cdot 1 \cdot 10^6} \text{ [K]}$$

Novena columna: Entropía isotérmica. ΔS_{isot} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta S_{isot(\theta)} = \frac{M \cdot R \cdot (V_{T(\theta)} - V_{T(\theta-30^\circ)})}{0,5 \cdot (V_{T(\theta)} + V_{T(\theta-30^\circ)})} \left[\frac{KJ}{K} \right]$$

Décima columna: Entropía isocórica o de regeneración. ΔS_{reg} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta S_{isot(\theta)} = \frac{M \cdot C_v \cdot (T_{(\theta)} - T_{(\theta-30^\circ)})}{0,5 \cdot (T_{(\theta)} + T_{(\theta-30^\circ)})} \left[\frac{KJ}{K} \right]$$

Décima primera columna: Calor isocórico o de regeneración. ΔQ_{reg} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta Q_{reg(\theta)} = \frac{\Delta S_{reg(\theta)} \cdot (T_{(\theta)} + T_{(\theta-30^\circ)})}{2} [KJ]$$

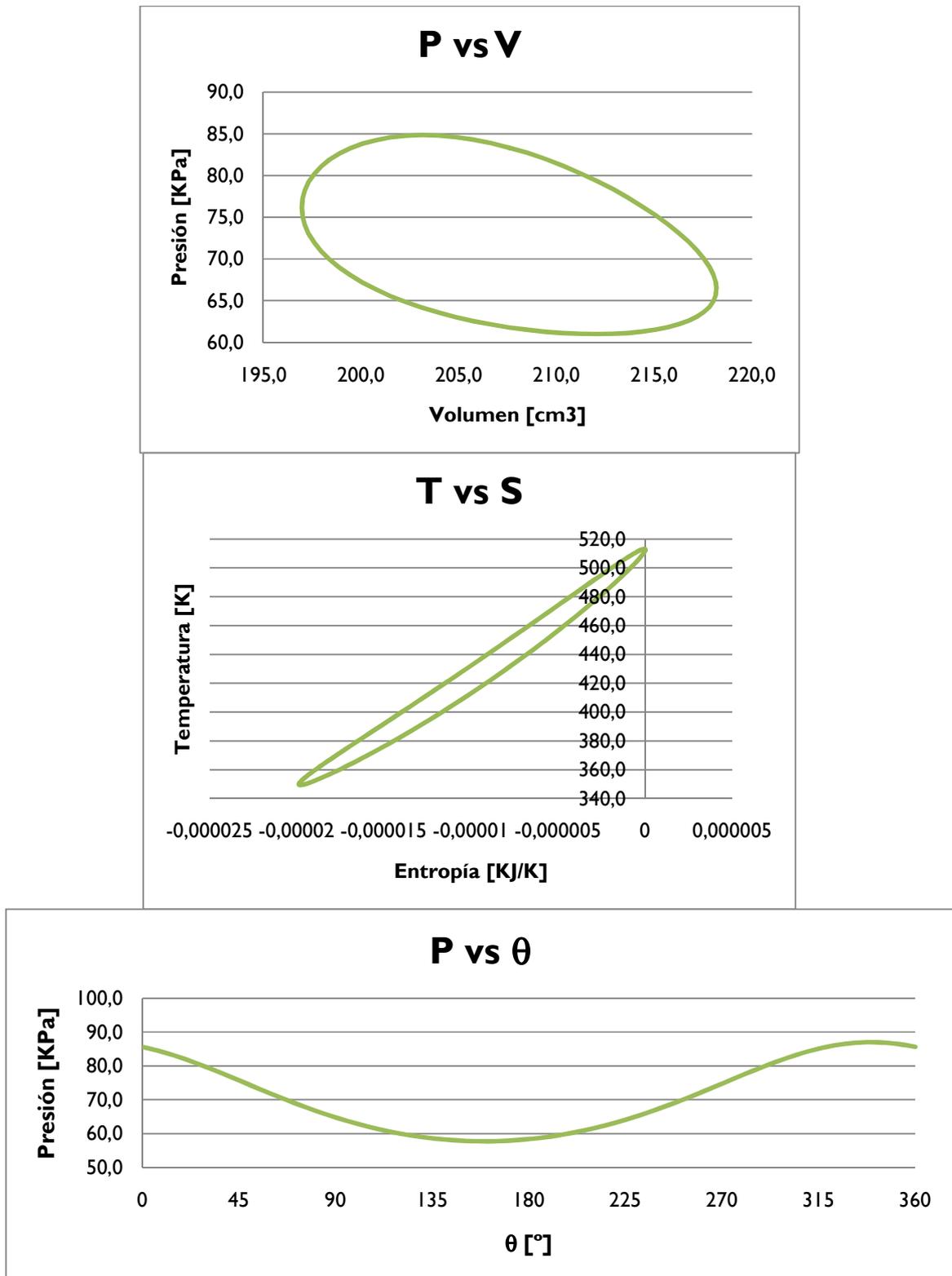
Décima segunda columna: Calor isotérmico. ΔQ_{isot} . Según sección 1.4.3.

$$\Delta Q_{isot(\theta)} = \frac{\Delta S_{isot(\theta)} \cdot (T_{(\theta)} + T_{(\theta-30^\circ)})}{2} [KJ]$$

Tabla A1.9.- Resultados termodinámicos en base a las ecuaciones de la sección 1.4.

Presión máxima [KPa]	84,839
Presión mínima [KPa]	60,986
Presión media [Kpa]	71,948
Temperatura máxima [K]	474,9
Temperatura mínima [K]	351,1
Relación de presión.	1,39
Volumen máximo cm ³	218,17
Volumen mínimo cm ³	196,97
Relación de volumen.	1,11
Trabajo [KJ]	0,000358
Calor que ingresa [KJ]	0,006246
Calor regenerado [KJ]	0,006806
Eficiencia	5,73%

Figura A1.3.- Gráficas P-V, T-S y P- θ para el motor tipo gamma.



ANEXO 02

TABLAS DE CLIMA DE LA NASA

Para poder utilizar estas tablas se necesita en primer lugar acceder a esta dirección: <http://eosweb.larc.nasa.gov>; donde en la pantalla de inicio existen diferentes opciones donde, para este caso, se escoge **Surface meteorology and Solar Energy**. Luego en el mapa mundial que aparece, elegir con un click a Ecuador como se muestra en la figura A2.1.

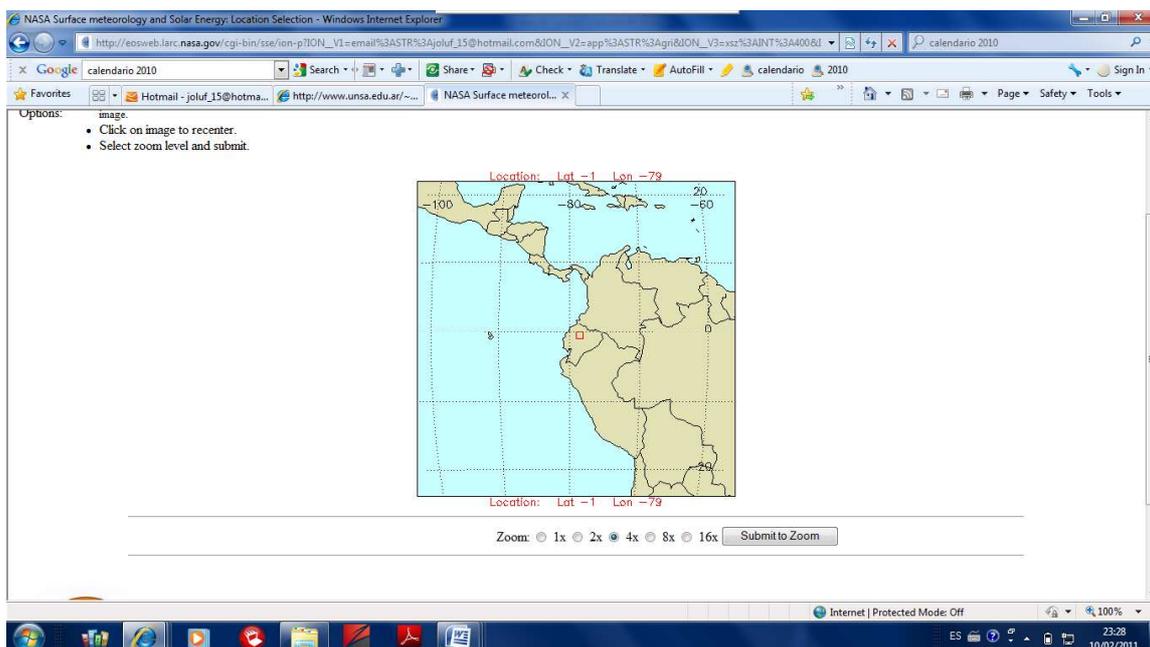


Figura A2.1.- Selección de la zona de medición.

Al elegir la opción **Submit data**, aparecen todos los datos posibles de realizar medición, donde se eligen los necesarios. Para el presente proyecto se utilizaron las siguientes tablas:

Tabla A2.1. Promedio mensual de la radiación incidente sobre una superficie horizontal (kWh/m²/day)

Monthly Averaged Insolation Incident On A Horizontal Surface (kWh/m²/day)

Lat -1 Lon -79	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
22-year Average	4.13	4.34	4.55	4.33	4.12	4.01	4.26	4.46	4.26	4.24	4.30	3.98

Parameter Definition

Tabla A2.2. Parámetros de radiación solar incidente para aplicaciones termo - solares (kWh/m²/day)

Monthly Averaged Insolation Incident On A Horizontal Surface (kWh/m²/day)

Lat -1 Lon -79	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Annual Average
22-year Average	4.13	4.34	4.55	4.33	4.12	4.01	4.26	4.46	4.26	4.24	4.30	3.98	4.25

Tabla A2.3. Promedio mensual de la radiación difusa incidente sobre una superficie horizontal (kWh/m²/day)

Monthly Averaged Diffuse Radiation Incident On A Horizontal Surface (kWh/m²/day)

Lat -1 Lon -79	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Annual Average
22-year Average	2.16	2.28	2.35	2.22	2.05	1.96	1.98	2.12	2.28	2.28	2.19	2.12	2.17
Minimum	2.13	2.27	2.31	2.16	2.00	1.86	1.90	2.05	2.25	2.21	2.15	2.06	2.11
Maximum	2.08	2.25	2.33	2.20	2.03	1.93	1.98	2.10	2.22	2.12	2.16	2.06	2.12
22-year Average K	0.40	0.41	0.43	0.42	0.42	0.43	0.45	0.45	0.41	0.40	0.42	0.39	0.42
Minimum K	0.33	0.37	0.39	0.38	0.37	0.36	0.39	0.37	0.35	0.31	0.37	0.34	0.36
Maximum K	0.47	0.46	0.49	0.50	0.49	0.52	0.51	0.51	0.48	0.51	0.47	0.50	0.49

NOTE: Diffuse radiation, direct normal radiation and tilted surface radiation are not calculated when the clearness index (K) is below 0.3 or above 0.8.

Tabla A2.4. Promedio mensual de la radiación normal directa (kWh/m²/day)

Monthly Averaged Direct Normal Radiation (kWh/m²/day)

Lat -1 Lon -79	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Annual Average
22-year Average	2.96	2.98	3.10	3.02	3.09	3.18	3.48	3.40	2.81	2.79	3.13	2.83	3.07

Tabla A2.5. Promedio mensual de la radiación incidente sobre una superficie horizontal con cielo despejado (kWh/m²/day)

Monthly Averaged Insolation Normalized Clearness Index (0 to 1.0)

Lat -1 Lon -79	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
22-year Average	0.37	0.38	0.39	0.38	0.39	0.39	0.41	0.41	0.37	0.37	0.38	0.36

[Parameter Definition](#)

Tabla A2.6. Promedio mensual de la velocidad del viento a 50m sobre la superficie de la tierra (m/s)

Monthly Averaged Wind Speed At 50 m Above The Surface Of The Earth (m/s)

Lat -1 Lon -79	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Annual Average
10-year Average	2.10	1.86	1.84	1.93	2.15	2.70	2.89	2.87	2.62	2.44	2.39	2.33	2.34

ANEXO 03

DATOS DE INSOLACIÓN DIFUSA Y DIRECTA PROMEDIO SEGÚN LOS DATOS DEL CONELEC.

Figura A3.1.- Insolación difusa promedio. Tomado del Atlas Solar del Ecuador con Fines de Generación Eléctrica del CONELEC.

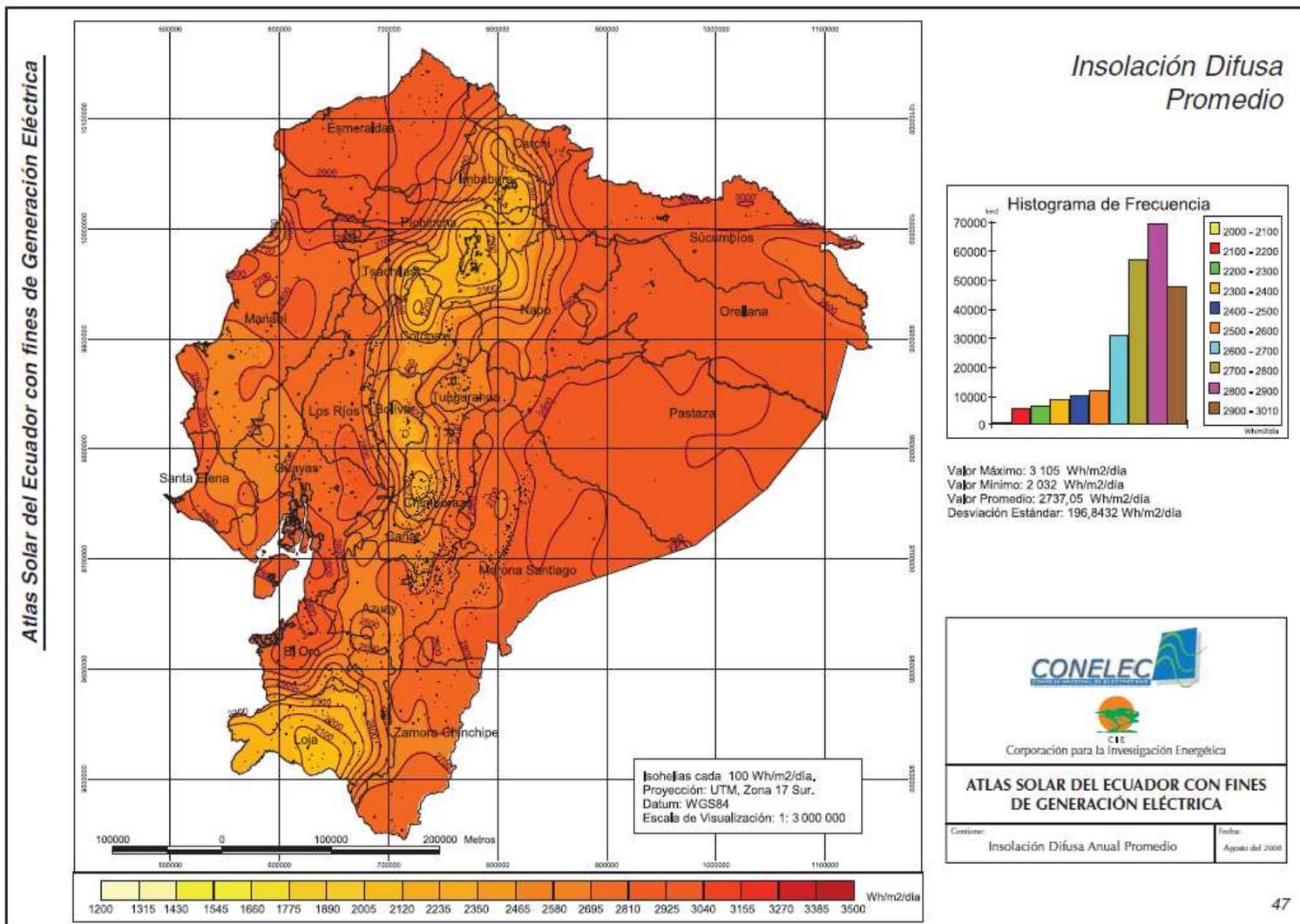
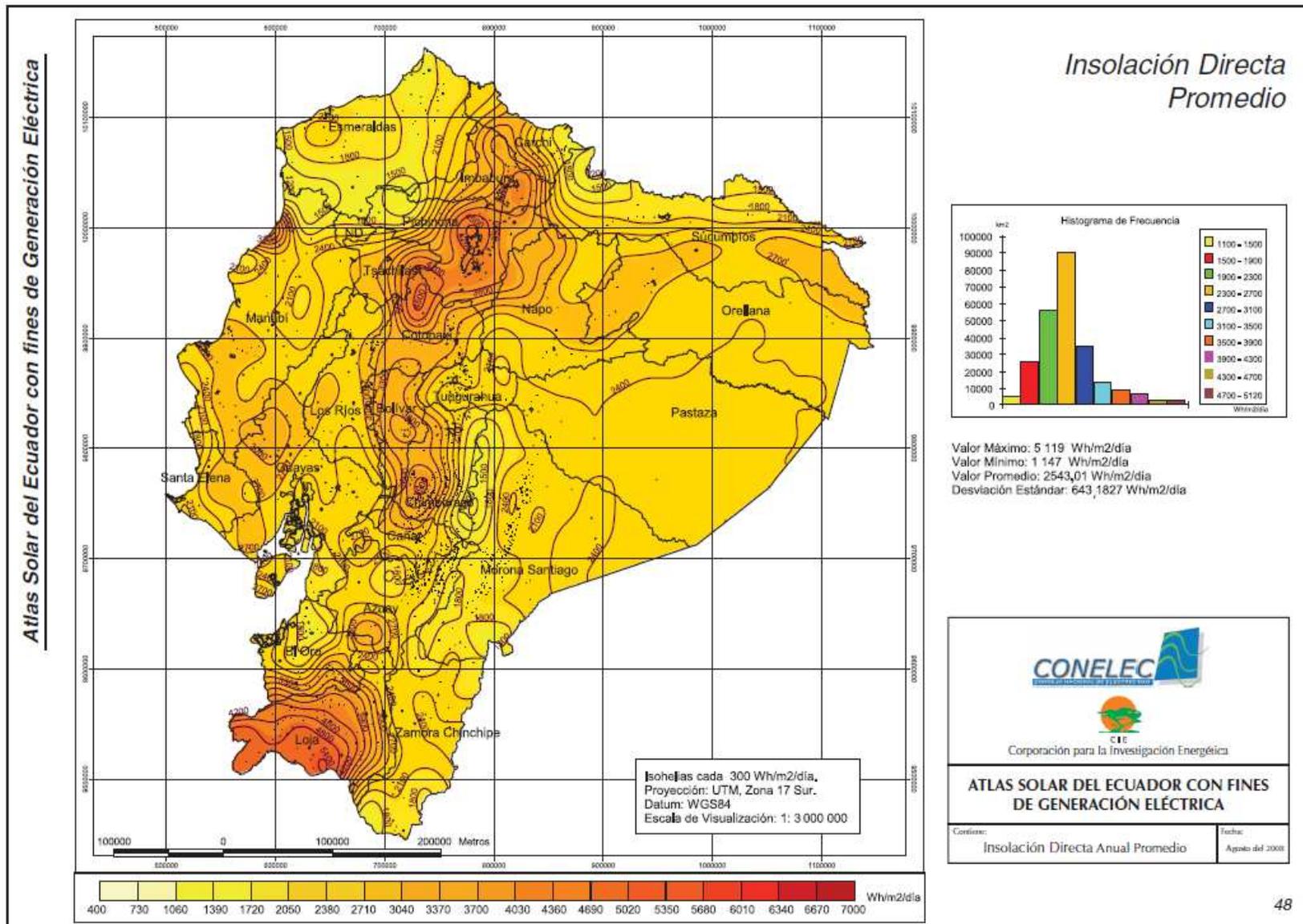


Figura A3.2.- Insolación difusa promedio. Tomado del Atlas Solar del Ecuador con Fines de Generación Eléctrica del CONELEC.



ANEXO 04

PROGRAMA PARA LA CONSTRUCCIÓN EN MÁQUINA CNC, DE PISTONES Y CILINDROS DEL FOCO FRÍO Y CALIENTE

Debido a la tipo de ajustes que se manejan en el cilindro del foco caliente y frío, como en el pistón, es necesaria la ayuda del torno CNC que posee el taller de máquinas herramientas de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional.

Para la utilización de esta máquina es de gran importancia desarrollar un programa donde se detallen paso a paso los códigos de las operaciones seguidas para la fabricación del elemento requerido. Con la ayuda del ingeniero Tito Velastegui, jefe del Taller de Máquinas Herramientas se consiguió este objetivo. A continuación se detallan los programas seguidos para la elaboración de los cilindros y pistones.

1. Programa para el cilindro:

N0206 (CILINDRO)

N0010 G21 G40 G99 G97;

N0020 G0 X200;

N0030 Z20;

N0040 T0100;

N0050 Z3;

N0060 X30;

N0070 M3 S1000;

N0080 M8;

N0090 G73 U-3 W0 R1.0 P0.2;

N0100 G73 P105 Q110 U0.8;

N0105 G1 X37;

N0110 Z-67;

N0120 G70 P105 Q110 F0.04 S1500;

N0130 M5;

N0140 M9;

N0150 G0 Z20;

N160 X200;

N0170 M30%

2. Programa para el pistón:

00203 (PISTON)

N0005 G21 G40 G99 G97;

N0010 G0 X200 Z10;

N0015 T0101;

N0020 X44.6;

N0022 Z2;

N0025 M3 S1000;

N0030 M8;

N0035 G73 U3.75 W0 R10 F0.2;

N0040 G73 P45 Q55 U0.08 W0;

N0045 G01 X37 Z0;

N0050 Z-46;

N0055 X45;

N0060 G70 P45 Q55 F0.05 S1200;

N0065 M5;

N0070 G0 X200;

N0072 Z10;

N0075 T0404;

N0080 X38 Z-24;

N0085 M3 S150;

N0090 G75 R0.5;

N0095 G75 X31 Z-24 P1000 F0.05;

N0100 G1 X38 F0.4;

N0105 Z-30;

N110 G75 R0.5;

N0115 G75 X31 Z-31 P1000 F0.05;

N0120 G1 X38 F0.4;

N0125 Z-36;

N0130 G75 R0.5;

N0135 G75 X31 Z-36 P1000 F0.05;
N0140 G1 X38 F0.4;
N0145 Z-43;
N0150 G75 R0.5;
N0155 G75 X0 Z-43 P1000 F0.05;
N0160 G1 X38 F0.4;
N0165 M9;
N0170 M5;
N0175 G0 X200;
N0176 Z10;
N0177 T0101;
N0180 M30%

Para conocer más sobre la programación en máquinas CNC's, actualmente existen varios sitios en internet donde se pueden consultar inquietudes sobre esta tecnología. Además en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, hay diversas publicaciones⁶² enfocadas al aprendizaje teórico – práctico del manejo de dichos equipos.



Figura A4.1.- Torno CNC ubicado en el Taller de Máquinas Herramientas de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional.

⁶² GUAMÁN, M; CAMACHO, M; Implementación de guía de prácticas para la enseñanza de la fabricación de elementos maquinados mediante torno con control numérico computarizado del laboratorio de máquinas herramientas, Quito, 2009

ANEXO 05

ANÁLISIS DE COSTOS EN LA CONSTRUCCIÓN DEL MOTOR STIRLING SOLAR.

El presente análisis tiene por objetivo dar a conocer la suma monetaria a la que asciende la construcción de un motor Stirling solar.

Además cabe mencionar que la construcción del presente trabajo fue ejecutada por los realizadores de esta tesis, en los talleres de: Máquinas herramientas y Tecnología de Soldadura de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional con la ayuda del personal que labora en ellos. Además en el taller metal - mecánico, propiedad del ingeniero Germán Boris.

La tabla A5.1, detalla todos los elementos que se son necesarios en la construcción del motor, es decir materias primas (ejes, tubos, etc.), herramientas y otros gastos.

Tabla A5.1. Costo de los materiales utilizados en la construcción del motor Stirling solar.

ELEMENTO	MATERIAL	CANTIDAD	CANTIDAD (kg)	P. UNITARIO/kg	P. Unitario	P. TOTAL (\$)
BARRAS DE ACERO						
Barra cuadrada 20x20mm	Acero SAE 1045	1	0,4	4,05		1,05
Barra cuadrada 35x35mm	Acero SAE 1045	1	0,8	4		2,08
Barra cuadrada 20x20x760mm	Acero SAE 1045	1	0,7	4,05		2,84
Barra rectangular 21x24x3mm	Acero SAE 1045	1				2,68
					Subtotal	8,65
					IVA	1,04
					TOTAL	9,69
EJES DE ACERO						
Eje diám. 38mm x 200mm long.	Acero SAE 1045	1				11,34
Eje diám. 13,5mm x 80mm long.	Acero SAE 1045	1				2,68
Eje diám. 40mm x 100mm long.	Teflón	1				12,20
Eje 5/8" diám x 150mm long.	Acero de transmisión	1	0,23	1,87		0,43
Eje 5/8" diám x 300mm long.	Acero de transmisión	1	0,47	2		0,94
Eje 1/8" diám x 80mm long.	Acero de transmisión	1	0,08	2		0,16

Eje 13/4" diám. X 120mm long.	Aluminio	1		10,39		10,39
Eje 1/2" diám. X 130mm long.	Acero de transmisión	1		0,34		0,34
Eje 19mm diám. X 180mm long.	Bronce fosfórico	1		7,49		7,49
Eje 1/1/2" diám. X 120mm long.	Duralon	1		8,91		8,91
Eje 40mm diám. X 120mm long.	Duralon	1		3,17		3,17
Eje 50mm diám. X 50mm long.	Teflón	1		10,84		10,84
Eje 1/1/2" diám. X 100mm long.	Aluminio	1		6,29		6,29
Eje 13/4" diám. X 190mm long.	Aluminio	1		16,45		16,45
					Subtotal	91,63
					IVA	11,00
					TOTAL	102,63

HERRAMIENTAS						
Plaquetas ASA 6240	Widia	1			2,4	2,40
Plaquetas ASA 6100	Widia	1			1,3	1,30
Machuelo kex 0,4x0,7mm		1			7	7,00
Lima IRIMO cuadrada 6"		1			9,75	9,75
Cuchilla interiores ISO 9R K20		1			32,05	32,05
Broca 1/8" x 4"	Acero	1			0,5	2,50
Plaquita DNMG	Widia	1			19,32	19,32
					Subtotal	74,32
					IVA	8,92
					TOTAL	83,24

ELEMENTOS DE ANCLAJE						
Perno 1/2" x 2"	Acero	1			0,6	0,60
Pernos allen 1/4" x 3"	Acero	4			0,35	1,40
Pernos allen 3/8" x 1"	Acero	6			0,3	1,80
Tornillo M4 x 16	Acero Inoxidable	4			0,06	0,24
Adaptadores 1042	Bronce fosfórico	2			1,3	2,60
Arandela plana 1/4"	Acero	8			0,035	0,29
Arandela plana 3/8"	Acero	14			0,0536	0,75
Tuerca hexagonal 9/16"	Acero	2			0,08	0,18
Accesorios 3/8"	Bronce	4			1,01	4,04
					Subtotal	11,90
					IVA	1,43
					TOTAL	13,33

TUBOS Y PLETINAS						
-------------------------	--	--	--	--	--	--

Pletina 3/4" x 1/8" x 6m	Acero	2			4,5	9,00	
Tubo cuadrado 3/4" x 1,2mm	Acero	2			6,25	12,50	
Tubo flexible 3/8" x 1,5m	Cobre	1			4,19	6,29	
						Subtotal	27,79
						IVA	3,33
						TOTAL	31,12
OTROS GASTOS							
Transporte						40,00	
Elementos de oficina						6,00	
Placa 1,22x2,44mx0,04mm	Acero inoxidable	1			28	28,00	
Placa 1,22x2,44mx0,04mm	Acero inoxidable	32 cortes			0,25	8,00	
Corte en guillotina		25 cortes			0,15	3,75	
						Subtotal	85,75
						IVA	10,29
						TOTAL	96,04

El total gastado en la compra de los materiales utilizados es de **336,04 USD**.

El siguiente paso a seguir, es el maquinado de cada uno de estos materiales para comenzar a dar forma a cada una de las piezas que formarán parte del motor, por lo tanto en la tabla A5.2, se detallan: el tiempo empleado en cada elemento y los costos de cada uno de los procesos de fabricación.

Tabla A5.2. Costos de procesos de fabricación.

No.	Componente	# de Componentes	Material y proceso de fabricación	Costo de mano de obra							Total Mano de Obra
				Longitud de soldadura (cm)	Horas de Soldadura	Costo de Maquinado				Costo de soldadura	
						Desbaste	Rectificado	Torno	Fresadora		
1	Cilindro de presión foco caliente	1	Eje (Ø44,4mm x 130mm) Aluminio	15,21	0,4	\$3,00	\$0,00	\$45,00	\$0,00	\$3,80	\$51,80
			Soldadura TIG electrodo de aluminio								
2	Cilindro de presión foco frío	1	Eje (Ø44,4mm x 130mm) Aluminio	76,05	1,00	\$3,00	\$0,00	\$75,00	\$0,00	\$19,01	\$97,01
			Soldadura TIG electrodo de aluminio								
3	Pistón	2	Eje (Ø40mm x 130mm) Aluminio	0	0,00	\$0,63	\$0,00	\$75,00	\$54,00	\$0,00	\$129,63
4	Anillos elásticos	6	Eje (Ø60mm x 50mm) Teflón			\$3,75	\$0,00	\$45,00	\$0,00	\$0,00	\$48,75
5	Bulón	2	Eje (Ø12,5mm x 100mm) Acero SAE 1045			\$1,25	\$0,00	\$15,00	\$0,00	\$0,00	\$16,25
6	Bocín bulón - biela	2	Eje (Ø20mm x 100mm) Bronce fosfórico			\$1,25	\$0,00	\$45,00	\$0,00	\$0,00	\$46,25
7	Bocín soporte cigüeñal	2	Eje (Ø20mm x 100mm) Bronce fosfórico			\$1,25	\$0,00	\$45,00	\$0,00	\$0,00	\$46,25
8	Cigüeñal	1	Eje (Ø1/1/2") Acero acero SAE 1045			\$3,75	\$0,00	\$90,00	\$18,00	\$0,00	\$111,75
9	Volante de inercia	1	Placa (Ø140mm x 8,2mm) Acero SAE 1040			\$3,75	\$10,00	\$45,00	\$0,00	\$0,00	\$58,75
10	Biela	2	Eje cuadrado 25 x 25 x 100mm	5	1,00	\$5,00	\$10,00	\$0,00	\$54,00	\$0,50	\$69,00
			Soldadura SMAW E6010								

Continuación de tabla A5.2. Costos de procesos de fabricación.

No.	Componente	# de Componentes	Material y proceso de fabricación	Costo de mano de obra							
				Longitud de soldadura (cm)	Horas de Soldadura	Costo de Maquinado				Costo de soldadura	Total Mano de Obra
						Desbaste	Rectificado	Torno	Fresadora		
11	Soporte Cigüeñal	1	Tubo cuadrado 20 x 80mm Acero Común			\$0,25	\$1,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$1,25
			Eje cuadrado 30 x 30 x 40mm Acero SAE 1045			\$2,00	\$10,00	\$0,00	\$3,60	\$0,00	\$15,60
			Placa cuadrada de 250 x 3mm Acero SAE 1045			\$0,25	\$0,00	\$15,00	\$0,00	\$0,00	\$15,25
			Soldadura MIG	4	1,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$1,40	\$1,40
12	Soporte Superior	2	Pletina 350 X 30 X 3mm A36			\$0,75	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$0,75
			Soldadura MIG	16	0,50	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$5,60	\$5,60
13	Soporte hexagonal	1	Tubo cuadrado 20 x 80mm Acero Común			\$0,75	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$0,75
			Soldadura SMAW E6010	36	1,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$3,60	\$3,60
14	Soporte del reflector parabólico	1	Pletina 350 X 30 X 3mm A36			\$1,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$1,00
			Soldadura SMAW E6010	24	1,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$2,40	\$2,40
15	Reflector parabólico	24	Placa 1,22 x 2,44m x 0,4mm Acero Inoxidable 430			\$15,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$15,00
16	Soporte inferior giratorio	1	Tubo cuadrado 20 x 2mm Acero Común			\$2,50	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$2,50
			Soldadura MIG	48	1,30	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$16,80	\$16,80

Continuación de tabla A5.2. Costos de procesos de fabricación.

No.	Componente	# de Componentes	Material y proceso de fabricación	Costo de mano de obra							
				Longitud de soldadura (cm)	Horas de Soldadura	Costo de Maquinado				Costo de soldadura	Total Mano de Obra
17	Placas de asiento de chumaceras	2	Perfil L 25 x 3mm A36			\$2,50	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$2,50
			Soldadura MIG	10	1,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$3,50	\$3,50
18	Asiento pasador cilíndrico	2	Perfil L 25 x 3mm A36			\$0,75	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$0,75
			Soldadura MIG	6	1,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$2,10	\$2,10
19	Primer brazo junta prismática	1	Tubo cuadrado 20 x 2mm Acero Común			\$2,50	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$2,50
20	Segundo brazo junta prismática	2	Tubo cuadrado 20 x 2mm Acero Común			\$2,50	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$0,00	\$2,50
21	Ejes pasadores	2	Eje (Ø15mm x 110mm) Acero A36			\$0,75	\$0,00	\$30,00	\$0,00	\$0,00	\$30,75
22	Placas de acero inox. de colector solar	24	Placa de 1220x2440x0,4mm acero inoxidable 430			\$8,00					\$8,00
										TOTAL	\$809,94

Para concluir con este corto análisis de costos, se tiene que el precio final del motor incluido materiales y mano de obra es de **USD 1145,98**.

ANEXO 06.

PLANOS DE TALLER Y PLANOS DE MONTAJE.