



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**USO DEL CICLO STIRLING PARA GENERACIÓN DE ENERGÍA
ELÉCTRICA A PARTIR DE FUENTES DE CALOR GEOTÉRMICAS DE
BAJA ENTALPÍA EN PUYUHUAPI**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERA CIVIL MECÁNICO

PAULA ANDREA SILVA OLAVE

PROFESOR GUÍA:
ALVARO VALENCIA MUSALEM

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
RAMÓN FREDERICK GONZÁLES
DIEGO MORATA CÉSPEDES

Este trabajo se realiza en colaboración con:
Centro de Excelencia en Geotermia de los Antes (CEGA)

SANTIAGO DE CHILE
2022

USO DEL CICLO STIRLING PARA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA A PARTIR DE FUENTES DE CALOR GEOTÉRMICAS DE BAJA ENTALPÍA EN PUYUHUAPI

Chile se sitúa en el Cinturón del Fuego del Pacífico y, más específicamente Puyuhuapi, localidad ubicada en la región de Aysén, esta se ha establecido como una zona con gran potencial geotérmico. Por ello, es necesaria la evaluación del uso de diferentes equipos en favor de aprovechar dicho recurso.

Uno de los ciclos termodinámicos disponibles a usar es el ciclo Stirling, compuesto de dos procesos isotérmicos y dos isocóricos, que se caracteriza principalmente en que su eficiencia térmica teórica es igual a la de un ciclo de Carnot análogo. Sumado a ello, dentro de sus ventajas destacan su adaptabilidad a distintas fuentes de combustible, por lo que no se encuentran limitados por el clima, a diferencia de la generación eólica o solar. Sin embargo, su producción no se realiza a gran escala, por lo que los costos de fabricación son mayores. Por lo anterior, el presente trabajo de titulación explora el uso de un ciclo Stirling para generar una potencia eléctrica de $1[\text{kW}]$, esto simulando el desempeño de un conjunto de motores Stirling seleccionados que explotan la energía de los reservorios geotermales en Puyuhuapi, donde se supondrá que el agua extraída está a $150\text{ }^\circ\text{C}$ con variaciones de un 20% , y un sumidero frío constituido por agua a $12\text{ }^\circ\text{C}$ por sobre la temperatura ambiental.

La correspondiente metodología por seguir es: caracterizar el recurso geotérmico y condiciones climáticas de la zona. Definir y resolver (por medio de simulaciones numéricas computacionales) las ecuaciones que gobiernan los procesos termodinámicos involucrados. Acotar la simulación de acuerdo tanto al contexto de aplicación como a conciliaciones geométricas que repercuten en las posibilidades constructivas de los motores Stirling, motores que pueden ser de configuración α , β o γ . Junto a ello, se ha de realizar un análisis de sensibilidad para estudiar el impacto de las variables más relevantes. Finalmente se dimensionan, simplificada-mente, los elementos mecánicos del motor a fin de estudiar la factibilidad constructiva de los prototipos.

A partir de los resultados obtenidos se concluye, en primer lugar, que no todas las configuraciones de motor Stirling cinemático son apropiadas para explotar el recurso geotermal, como es el caso de configuraciones tipo α . En segundo lugar, al comparar el desempeño del conjunto de prototipos simulado, se observa que, dado el contexto de aplicación, el rango de velocidades de operación posibles para configuraciones del tipo β es mucho menor que en el tipo γ , por lo cual se restringen sus posibilidades de operación. Todavía más, el tipo γ generan una mayor potencia que los del tipo β . Así, se comprueba que posible lograr una potencia de $1[\text{kW}]$ ya sea con un solo motor de grandes dimensiones o la unión de muchos de menor tamaño, sin embargo, se debe mantener un compromiso con la constructibilidad.

A mi madre quien me ordenaba dormir cada noche de desvelo, a mi padre quien esperó por mí a las puertas de la universidad sin importar la hora, a mis hermanos por soportar mi mal genio y a mis amigos por permitirme aprender los malos caminos de la vida.

Los amo

Agradecimientos

Al concluir esta etapa de mi vida quiero agradecer, en primer lugar, a mi familia por apoyarme durante todo este proceso con la mayor paciencia y amor del mundo. Mira que no soy una persona agradable cuando estoy estresada, y fueron seis años de puro estrés. También extiendo mi gratitud a todos mis amigos, los transitorios y aquellos que espero me acompañen durante toda la vida, porque sin ellos no habría encontrado ni la sala de clase.

Especial mención a Matías Pizarro, hermano de otra madre y una de las mejores personas que he conocido. Le agradezco las infinitas charlas y risas, sin embargo, le recrimino profundamente mi aumento de peso. Agradezco a Paula Pinto y Catalina Peña, pues debido a ellas me senté en la primera fila de la sala y los profesores, lamentablemente, notaron mi existencia. Sin ellas mi irresponsabilidad sería aún peor. A Leonardo Garrido por su infinita paciencia, sentido del humor y habilidad para confundir a los profesores, sin él las exposiciones habrían sido mucho más difíciles. Agradezco también a Ignacio Huerta, una de las mejores malas influencias de mi vida, quien me ayudó a entender que obtener las mejores notas no es lo único, ni lo más importante.

A cada profesor que me tuvo como alumna, fuera yo a sus clases o no, pero primordialmente a aquellos quienes compartían por la página de la universidad los materiales usados en cátedra, libros, softwares y las pautas de cada evaluación. Se merecen el cielo.

También quiero agradecer a mi profesor guía Álvaro Valencia, co-guía Ramón Frederick y profesor integrante Diego Morata por todo el apoyo que me han entregado durante esta última etapa de mi formación, y finalmente al Centro de Excelencia en Geotermia de los Andes por permitirme trabajar con ellos.

Tabla de Contenido

1. Introducción	1
1.1. Motivación y antecedentes básicos generales	1
1.2. Objetivos	1
1.2.1. Objetivos General	1
1.2.2. Objetivos Específicos	2
1.3. Alcances	2
1.4. Metodología del trabajo de titulación	3
1.5. Estructura del trabajo de titulación	3
2. Antecedentes generales	5
2.1. Potencial geotérmico de Aysén	5
2.2. Ciclo termodinámico Stirling	6
2.2.1. Ciclo ideal	6
2.2.2. Ciclo real	8
2.3. Motor Stirling	10
2.3.1. Tipos de motores Stirling	10
2.3.1.1. Motores cinemáticos	10
2.3.1.2. Motor termoacústico	10
2.3.1.3. Motores de pistón libre	11
2.3.1.4. Motores de pistón líquido	11
2.3.2. Componentes del motor Stirling cinemático	12
2.3.3. Clasificación de los motores Stirling cinemáticos	13
2.3.3.1. Según el arreglo de los pistones	13
2.3.3.2. Según la forma de acoplamiento del pistón	13
2.3.4. Ventajas y desventajas generales del motor Stirling	15
2.3.5. Aspectos de interés	15
2.3.5.1. Motores Stirling de baja entalpía (LTD)	15
2.3.5.2. Fluido de trabajo	16
2.3.5.3. Presión Buffer	18
2.4. Modelos termodinámicos para motores Stirling	20
2.4.1. Métodos de diseño	20
2.4.1.1. Métodos de diseño de primer orden	20
2.4.1.2. Métodos de diseño de segundo orden	21
2.4.1.3. Métodos de diseño de tercer orden	21
2.4.1.4. Métodos de características	21
3. Principios generales para la modelación de segundo orden	22

3.1.	Modelos de diseño	22
3.1.1.	Modelos isotérmico ideal	22
3.1.1.1.	Análisis de Schmidt	26
3.1.2.	Modelo Adiabático	29
3.1.3.	Modelo Simplificado	32
3.1.3.1.	Análisis del Regenerador	32
3.1.3.2.	Análisis de los intercambiadores de calor	34
3.1.3.3.	Pérdidas por bombeo	35
3.2.	Parámetros de escala y factor de fricción de Reynolds	36
3.2.1.	Diámetro hidráulico	36
3.2.2.	Número de Reynolds	36
3.2.3.	Número de Stanton	36
3.2.4.	Número de Prandtl	37
3.2.5.	Número de Nusselt	37
3.2.6.	Número de Euler	38
3.2.7.	Factores de fricción de Reynolds	38
4.	Lineamientos y bases para la modelación de segundo orden	40
4.1.	Límites de la modelación	40
4.2.	Selección de los prototipos a modelar	45
4.2.1.	Selección de las configuraciones	45
4.2.2.	Posibilidades de disposición	47
4.2.3.	Motores base para la simulación	49
4.2.3.1.	Motor β	49
4.2.3.2.	Motor γ	50
4.3.	Diseño mecánico	52
4.3.1.	Ecuaciones de equilibrio	52
4.3.2.	Volante de inercia	54
4.3.3.	Bielas y vástagos	55
5.	Modelación numérica de segundo orden	56
5.1.	Validación	57
5.1.1.	Validación motor de H. Karabulut H. Serdar, C. Çinar y F. Aksoy (Tipo β)	57
5.1.2.	Validación motor de J. Sánchez (Tipo γ)	58
5.2.	Información de entrada: Motores a modelar	59
5.2.1.	Motores β	60
5.2.2.	Motores γ	62
6.	Resultados y análisis	72
6.1.	Curvas y superficies de potencia	72
6.1.1.	Superficies para presión y rpm	72
6.1.2.	Sensibilidades	77
6.1.2.1.	Sensibilidad a cambios geométricos entre prototipos	77
6.1.2.2.	Sensibilidad a la temperatura de la fuente caliente	80
6.1.3.	Resultados y análisis para días representativos	84
6.2.	Componentes estructurales	99

7. Conclusiones	104
Bibliografía	106
Anexo A. Imágenes	108
A.1. Superficies de potencia	108
A.2. Histogramas	120
A.3. Curvas Torque vs ángulo	126
Anexo B. Tablas	137
Anexo C. Código Matlab	147

Índice de Tablas

2.1.	Factor de capacidad para distintos fluidos de trabajo. Modificada de [11].	17
4.1.	Información del muestreo realizado por el explorador solar.	41
4.2.	Resumen de los supuestos para los distintos motores (construidos con SAE 1020).	44
4.3.	Especificaciones técnicas del motor testeado. Modificado de [29].	50
4.4.	Resumen detalles técnicos geométricos del motor J. Sánchez. Modificada de [9].	51
5.1.	Resumen de la información técnica de los motores β simulados (Parte 1).	60
5.2.	Resumen de la información técnica de los motores β simulados (Parte 2).	61
5.3.	Resumen datos utilizados para la iteración (Rpm 200). Símbolos referidos a lo mostrado en la figura 5.7.	63
5.4.	Resumen información técnica de los motores γ simulados. (Parte 1)	65
5.5.	Resumen información técnica de los motores γ simulados. (Parte 2)	66
5.6.	Resumen información técnica de los motores γ simulados. (Parte 3)	67
5.7.	Resumen información técnica de los motores γ simulados. (Parte 4)	68
5.8.	Resumen información técnica de los motores γ simulados. (Parte 5)	69
5.9.	Resumen información técnica de los motores γ simulados. (Parte 6)	70
6.1.	Resumen de potencias obtenidas para cada motor β a las diferentes presiones simuladas. (Parte 1)	73
6.2.	Resumen de potencias obtenidas para cada motor β a las diferentes presiones simuladas. (Parte 2)	74
6.3.	Resumen de potencias obtenidas para cada motor β a las diferentes presiones simuladas. (Parte 3)	74
6.4.	Resumen de potencias obtenidas para cada motor γ a las diferentes presiones simuladas. (Parte 1)	75
6.5.	Resumen de potencias obtenidas para cada motor γ a las diferentes presiones simuladas. (Parte 2)	76
6.6.	Resumen de potencias obtenidas para cada motor γ a las diferentes presiones simuladas. (Parte 2)	76
6.7.	Incremento de la pérdida por fricción [W] al incrementar la presión en los motores β y γ	79
6.8.	Sensibilidad prototipo β 160 % una disminución del 20 % en T_e	80
6.9.	Sensibilidad motores tipo β a un cambio del ± 20 % en T_e	81
6.10.	Sensibilidad motores tipo γ a un cambio del ± 20 % en T_e	83
6.11.	Temperaturas más frecuentes de cada mes, temperatura de la fuente fría y dife- rencia de temperatura entre fuente fría y caliente ($T_e= 150[^\circ C]$)	84
6.12.	Condiciones operacionales seleccionadas para los prototipos β y γ	85
6.13.	Resultados prototipos β para el mes de Enero	85
6.14.	Resultados prototipos β para el mes de Febrero	86
6.15.	Resultados prototipos β para el mes de Marzo	86

6.16.	Resultados prototipos β para el mes de Abril	87
6.17.	Resultados prototipos β para el mes de Mayo	87
6.18.	Resultados prototipos β para el mes de Junio	88
6.19.	Resultados prototipos β para el mes de Julio	88
6.20.	Resultados prototipos β para el mes de Agosto	89
6.21.	Resultados prototipos β para el mes de Septiembre	89
6.22.	Resultados prototipos β para el mes de Octubre	90
6.23.	Resultados prototipos β para el mes de Noviembre	90
6.24.	Resultados prototipos β para el mes de Diciembre	91
6.25.	Cantidad máxima de motores necesarios por cada prototipo β	91
6.26.	Resultados prototipos γ para el mes de Enero	92
6.27.	Resultados prototipos γ para el mes de Febrero	93
6.28.	Resultados prototipos γ para el mes de Marzo	93
6.29.	Resultados prototipos γ para el mes de Abril	94
6.30.	Resultados prototipos γ para el mes de Mayo	94
6.31.	Resultados prototipos γ para el mes de Junio	95
6.32.	Resultados prototipos γ para el mes de Julio	95
6.33.	Resultados prototipos γ para el mes de Agosto	96
6.34.	Resultados prototipos γ para el mes de Septiembre	96
6.35.	Resultados prototipos γ para el mes de Octubre	97
6.36.	Resultados prototipos γ para el mes de Noviembre	97
6.37.	Resultados prototipos γ para el mes de Diciembre	98
6.38.	Cantidad máxima de motores necesarios por cada prototipo γ	98
6.39.	Mecanismo de transmisión biela-manivela para los prototipos β . (Parte 1) . . .	100
6.40.	Mecanismo de transmisión biela-manivela para los prototipos β . (Parte 2) . . .	100
6.41.	Dimensionamiento de la biela y varilla del desplazador para el conjunto de mo- tores β	101
6.42.	Dimensionamiento de la biela del pistón para el conjunto de motores β	101
6.43.	Dimensionamiento de un volante de inercia solido de SAE 1020 para el conjunto de motores β	102
6.44.	Dimensionamiento de la biela y varilla del desplazador para el conjunto de mo- tores γ	102
6.45.	Dimensionamiento de la biela del pistón para el conjunto de motores γ	103
6.46.	Dimensionamiento de un volante de inercia solido de SAE 1020 para los motores γ	103
B.1.	Datos obtenidos de iteración motor γ . (Parte 1)	137
B.2.	Datos obtenidos de iteración motor γ . (Parte 2)	138
B.3.	Torque [Nm] en función del ángulo entregado por el espacio de expansión para el conjunto de prototipos β (Parte 1)	139
B.4.	Torque [Nm] en función del ángulo entregado por el espacio de expansión para el conjunto de prototipos β (Parte 2)	140
B.5.	Torque [Nm] en función del ángulo entregado por el espacio de compresión para el conjunto de prototipos β (Parte 1)	141
B.6.	Torque [Nm] en función del ángulo entregado por el espacio de compresión para el conjunto de prototipos β (Parte 2)	142
B.7.	Torque [Nm] en función del ángulo entregado por el espacio de expansión para el conjunto de prototipos γ (Parte 1)	143

B.8.	Torque [Nm] en función del ángulo entregado por el espacio de expansión para el conjunto de prototipos γ (Parte 2)	144
B.9.	Torque [Nm] en función del ángulo entregado por el espacio de compresión para el conjunto de prototipos γ (Parte 1)	145
B.10.	Torque [Nm] en función del ángulo entregado por el espacio de compresión para el conjunto de prototipos γ (Parte 2)	146

Índice de Ilustraciones

2.1.	Esquema de subducción activa en la región de Aysén (CEGA, 2018). Obtenido de [1].	5
2.2.	Diagrama esquemático de un sistema geotermal de tipo volcánico. Obtenido de [1].	6
2.3.	Diagrama p-V y T-s de un ciclo Stirling Ideal. Obtenido de [3].	7
2.4.	Motor Stirling tipo β ilustrando los distintos puntos de los diagramas p-V y T-s. Obtenido de [4].	7
2.5.	Comparación entre el Ciclo Stirling ideal (izquierda) y el real (derecha). Obtenido de [3].	9
2.6.	Comparación entre el movimiento discontinuo (izquierda) y continuo o sinusoidal del pistón (derecha). Obtenido de [3].	9
2.7.	Motor Stirling cinemático. Obtenido de [7].	10
2.8.	Distintas configuraciones para motor termoacústico. (a) termoacústico tipo bucle; (b) termoacústico ramificado en bucle; (c) termoacústico de onda estacionaria. Obtenido de [6].	11
2.9.	Motores Stirling tipo pistón libre. Obtenido de [8].	11
2.10.	Motores Stirling tipo pistón líquido. Obtenido de [6].	12
2.11.	Motores Stirling tipo α (izquierda), β (centro) y γ . Obtenido de [8].	13
2.12.	Mecanismos de accionamiento cinético utilizados para motores Stirling: (a) accionamiento de biela-manivela; (b) accionamiento rómbico; (c) accionamiento con placa oscilante; y (d) accionamiento Ross-yoked. Obtenido de [6].	14
2.13.	Mecanismos de accionamiento tipo Ringbom. Obtenido de [12].	15
2.14.	Comparación entre Motores Stirling con una alta (superior) y baja diferencia de temperatura (inferior). Obtenido de [3].	16
2.15.	Efecto de la temperatura del Calentador y el fluido de trabajo en la eficiencia de un motor Stirling RE-100 Nominal con cilindros isotérmicos y adiabáticos. Obtenido de [16].	18
2.16.	Efecto de la razón de compresión y el fluido de trabajo en la eficiencia de un motor Stirling RE-100 Modificado con cilindros isotérmicos y adiabáticos. Obtenido de [16].	18
2.17.	Efecto de la presión buffer (Donde p_b corresponde a la presión buffer, W al trabajo indicado y W_- al trabajo forzado). Obtenido de [18].	19
2.18.	Efecto de la presión buffer. Obtenido de [17].	20
3.1.	Modelo Isotérmico. Obtenido de [9]	23
3.2.	Celda generalizada. Modificado de [19].	24
3.3.	Flujo de energía en la celda generalizada. Modificado de [10].	25
3.4.	Variaciones de volúmenes para un motor tipo α . Obtenido de [18].	27
3.5.	Variaciones de volúmenes para un motor tipo β . Obtenido de [18].	27

3.6.	Variaciones de volúmenes para un motor tipo γ . Obtenido de [18].	27
3.7.	Distintos volúmenes considerados en el análisis de Schmidt (con $\alpha = 90^\circ$). Modificado de [19].	28
3.8.	Modelo adiabático. Modificado de [9].	29
3.9.	Análisis simple del regenerador. Modificado de [19]	33
3.10.	Análisis simple de los intercambiadores de calor. Modificado de [19]	35
4.1.	Geología del valle de Puyuhuapi (Modificado de Lahsen et al. 1994; Mella and Duhart 2011b). Obtenido de [1]	41
4.2.	Días representativos de cada mes en la zona de Puyuhuapi	42
4.3.	Histograma de las temperaturas más frecuentes en la zona	42
4.4.	Espesores recomendados según esfuerzos longitudinales (uniones circunferenciales)	43
4.5.	Espesores recomendados según esfuerzos circunferenciales (uniones longitudinales)	44
4.6.	Trabajos adimensionales para un motor de configuración α ($E = 0.8, k = 0.5, \chi = 0.1, \alpha = 80^\circ$). Modificado de [18].	46
4.7.	Trabajos adimensionales para un motor de configuración beta ($E = 0.8, k = 1.2, \chi = 0.1, \alpha = 30^\circ$). Modificado de [18].	47
4.8.	Trabajos adimensionales para un motor de configuración gamma ($E = 0.8, k = 1.0, \chi = 0.1, \alpha = 100^\circ$). Modificado de [18].	47
4.9.	Unión de motores tipo β para formar un módulo para generación eléctrica con fuentes geotérmicas. Modificado de [23].	48
4.10.	Uso de múltiples motores tipo γ para generación a partir de fuentes geotérmicas . Modificado de [5].	48
4.11.	Motor tipo γ . Modificado de [5].	48
4.12.	Equipo de testeo para motor tipo β . Modificado de [29].	49
4.13.	Curvas de potencia para el motor β con superficie aumentada (con aletas). Modificado de [29].	50
4.14.	Curvas de potencia para el motor tipo γ . Obtenido de [9].	52
4.15.	Fuerzas y torques actuando en el mecanismo. Obtenido de [30].	52
4.16.	Curva ejemplo de toque v/s ángulo de giro del eje del motor. Obtenido de [10].	54
5.1.	Algoritmo del modelo simplificado. Elaboración propia.	56
5.2.	Archivo formato DAT del motor β original (Abierto como txt en Matlab). Elaboración propia.	57
5.3.	Curva potencia de salida v/s velocidad resultado de la simulación para el motor β original (Modelo simple). Elaboración propia.	58
5.4.	Archivo formato DAT del motor γ original (Abierto como txt en Matlab). Elaboración propia.	59
5.5.	Curva potencia de salida v/s velocidad resultado de la simulación para el motor γ original (Modelo simple). Elaboración propia.	59
5.6.	Esquema representativo de los motores β . Modificado de [32]	62
5.7.	Sección transversal de lo tubos con aletas anulares. Obtenido de [22].	63
5.8.	Arreglo de los tubos en el motor tipo γ . Modificado de [22].	64
5.9.	Esquema representativo de los motores γ . Modificado de [33]	71
5.10.	Esquema representativo intercambiadores en motores γ . Elaboración propia. .	71
6.1.	Superficie de potencia para motor β 100 %.	73
6.2.	Superficie de potencia para motor β 300 %.	73

6.3.	Superficie de potencia para motor γ 100 %.	75
6.4.	Superficie de potencia para motor γ 300 %.	75
6.5.	Superficie pérdidas de potencia por fricción motor β 100 %.	77
6.6.	Superficie pérdidas de potencia por fricción motor β 120 %.	77
6.7.	Superficie pérdidas en el regenerador β 100 %.	78
6.8.	Superficie pérdidas en el regenerador β 120 %.	78
6.9.	Superficie pérdidas de potencia por fricción motor γ 100 %.	79
6.10.	Superficie pérdidas de potencia por fricción motor γ 120 %.	79
6.11.	Superficie pérdidas en el regenerador γ 100 %.	79
6.12.	Superficie pérdidas en el regenerador γ 120 %.	79
A.1.	Análisis químico e isotópico de agua meteórica, termal y de fiordo en la región de Aysén.[1]	108
A.2.	Superficie de potencia para motor β 100 %.	109
A.3.	Superficie de potencia para motor β 120 %.	109
A.4.	Superficie de potencia para motor β 140 %.	110
A.5.	Superficie de potencia para motor β 160 %.	110
A.6.	Superficie de potencia para motor β 180 %.	111
A.7.	Superficie de potencia para motor β 200 %.	111
A.8.	Superficie de potencia para motor β 220 %.	112
A.9.	Superficie de potencia para motor β 240 %.	112
A.10.	Superficie de potencia para motor β 260 %.	113
A.11.	Superficie de potencia para motor β 280 %.	113
A.12.	Superficie de potencia para motor β 300 %.	114
A.13.	Superficie de potencia para motor γ 100 %.	114
A.14.	Superficie de potencia para motor γ 120 %.	115
A.15.	Superficie de potencia para motor γ 140 %.	115
A.16.	Superficie de potencia para motor γ 160 %.	116
A.17.	Superficie de potencia para motor γ 180 %.	116
A.18.	Superficie de potencia para motor γ 200 %.	117
A.19.	Superficie de potencia para motor γ 220 %.	117
A.20.	Superficie de potencia para motor γ 240 %.	118
A.21.	Superficie de potencia para motor γ 260 %.	118
A.22.	Superficie de potencia para motor γ 280 %.	119
A.23.	Superficie de potencia para motor γ 300 %.	119
A.24.	Histograma de temperatura ambiental para Enero.	120
A.25.	Histograma de temperatura ambiental para Febrero.	120
A.26.	Histograma de temperatura ambiental para Marzo.	121
A.27.	Histograma de temperatura ambiental para Abril.	121
A.28.	Histograma de temperatura ambiental para Mayo.	122
A.29.	Histograma de temperatura ambiental para Junio.	122
A.30.	Histograma de temperatura ambiental para Julio.	123
A.31.	Histograma de temperatura ambiental para Agosto.	123
A.32.	Histograma de temperatura ambiental para Septiembre.	124
A.33.	Histograma de temperatura ambiental para Octubre.	124
A.34.	Histograma de temperatura ambiental para Noviembre.	125
A.35.	Histograma de temperatura ambiental para Diciembre.	125
A.36.	Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo β 100 %.	126

A.37.	Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo β 120 %.	126
A.38.	Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo β 140 %.	127
A.39.	Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo β 160 %.	127
A.40.	Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo β 180 %.	128
A.41.	Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo β 200 %.	128
A.42.	Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo β 220 %.	129
A.43.	Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo β 240 %.	129
A.44.	Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo β 260 %.	130
A.45.	Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo β 280 %.	130
A.46.	Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo β 300 %.	131
A.47.	Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo γ 100 %.	131
A.48.	Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo γ 120 %.	132
A.49.	Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo γ 140 %.	132
A.50.	Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo γ 160 %.	133
A.51.	Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo γ 180 %.	133
A.52.	Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo γ 200 %.	134
A.53.	Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo γ 220 %.	134
A.54.	Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo γ 240 %.	135
A.55.	Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo γ 260 %.	135
A.56.	Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo γ 280 %.	136
A.57.	Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo γ 300 %.	136
C.1.	adiab.m (Parte 1)	148
C.2.	adiab.m (Parte 2)	149
C.3.	adiabatic.m (Parte 1)	150
C.4.	adiabatic.m (Parte 2)	151
C.5.	clear.m	152
C.6.	dadiab.m (Parte 1)	153
C.7.	dadiab.m (Parte 2)	154
C.8.	define.m (Parte 1)	155
C.9.	define.m (Parte 2)	156
C.10.	engine.m (Parte 1)	157
C.11.	engine.m (Parte 2)	158
C.12.	engine.m (Parte 3)	159
C.13.	engine.m (Parte 4)	160
C.14.	engine.m (Parte 5)	161
C.15.	engine.m (Parte 6)	162
C.16.	engine.m (Parte 7)	163
C.17.	eulernum.m	164
C.18.	filmatrix.m	165
C.19.	foilfr.m	166
C.20.	gas.m (Parte 1)	167
C.21.	gas.m (Parte 2)	168
C.22.	heatex.m (Parte 1)	169
C.23.	heatex.m (Parte 2)	170
C.24.	heatex.m (Parte 3)	171
C.25.	heatex.m (Parte 4)	172
C.26.	heatex.m (Parte 5)	173

C.27.	hotsim.m (Parte 1)	174
C.28.	hotsim.m (Parte 2)	175
C.29.	kolsim.m (Parte 1)	176
C.30.	kolsim.m (Parte 2)	177
C.31.	matrixfr.m	178
C.32.	operat.m (Parte 1)	179
C.33.	operat.m (Parte 2)	180
C.34.	operat.m (Parte 3)	181
C.35.	pipefr.m	182
C.36.	plotadiab.m (Parte 1)	183
C.37.	plotadiab.m (Parte 2)	184
C.38.	plotadiab2.m (Parte 1)	185
C.39.	plotadiab2.m (Parte 2)	186
C.40.	plotmass.m (Parte 1)	187
C.41.	plotmass.m (Parte 2)	188
C.42.	plotpv.m	189
C.43.	regen.m (Parte 1)	190
C.44.	regen.m (Parte 2)	191
C.45.	regen.m (Parte 3)	192
C.46.	regen.m (Parte 4)	193
C.47.	regsim.m (Parte 1)	194
C.48.	regsim.m (Parte 2)	195
C.49.	reynum.m	196
C.50.	rk4.m	197
C.51.	sea.m (Parte 1)	198
C.52.	sea.m (Parte 2)	199
C.53.	sea.m (Parte 3)	200
C.54.	sea.m (Parte 4)	201
C.55.	sea.m (Parte 5)	202
C.56.	simple.m (Parte 1)	203
C.57.	simple.m (Parte 2)	204
C.58.	simple.m (Parte 3)	205
C.59.	simple.m (Parte 4)	206
C.60.	simple.m (Parte 5)	207
C.61.	volume.m (Parte 1)	208
C.62.	volume.m (Parte 2)	209
C.63.	volume.m (Parte 3)	210
C.64.	worksim.m (Parte 1)	211
C.65.	worksim.m (Parte 2)	212
C.66.	worksim.m (Parte 3)	213

Capítulo 1

Introducción

1.1. Motivación y antecedentes básicos generales

Al presente momento Chile es un territorio que cuenta con un amplio espectro de recursos naturales y, gracias a la explotación de ellos, goza de una economía exitosa. Lo anterior implica, entre muchas cosas, una creciente demanda energética. De este modo, a pesar que en abril del 2017 el país alcanzó un 17% de energía producida de fuentes renovables no convencionales, nuestro país aún depende de la importación para satisfacer su demanda energética. Es aquí donde la geotermia destaca entre los diferentes tipos de recursos renovables. [1]

Según el análisis resumido en el documento “*Estimación y valorización del potencial geotérmico en la Región de Aysén*” [1], realizado por CEGA (2017) se considera a Puyuhuapi como una zona con un gran potencial geotermal de media a alta entalpía. Allí el recurso geotermal, de ser utilizado en forma adecuada, constituye una mejora en el suministro de energía eléctrica de la zona y en una diversificación de la matriz de suministro, gracias a una fuente de energía limpia, renovable y local.

El presente trabajo de título se enmarca en una iniciativa realizada por el Centro de Excelencia en Geotermia de los Andes (CEGA), que busca evaluar la factibilidad de cogeneración geotérmica en Puyuhuapi, región de Aysén. Dicho proyecto FIC-Aysén se titula “Factibilidad de cogeneración geotérmica en Puyuhuapi” con código BIP-40010311-0[2].

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivos General

“Simular el uso del ciclo Stirling para generación eléctrica a partir de fuentes de calor geotérmicas de baja entalpía en Puyuhuapi utilizando distintos prototipos y configuraciones de motor Stirling cinemático”.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Seleccionar el o los modelos matemáticos, ecuaciones termodinámicas y variables operacionales que gobiernan la modelación a realizar.
- Caracterizar termodinámicamente los parámetros del reservorio geotérmico necesarios en el funcionamiento del ciclo Stirling para así, establecer y delimitar las variables de entrada que caracterizan el comportamiento del ciclo Stirling durante su simulación.
- Seleccionar, en base a su contexto de aplicación, los prototipos de motor Stirling a ser simulados.
- Simular y analizar el comportamiento de los prototipos seleccionados, generando superficies de potencia dependientes de los parámetros del reservorio geotérmico y valores operacionales del motor antes delimitados.
- Diseñar los aspectos mecánicos generales de cada prototipo para estimar las dimensiones necesarias de los componentes estructurales.

1.3. Alcances

El presente trabajo de titulación abordará el análisis termodinámico de uso del ciclo Stirling para explotar el recurso geotérmico ubicado en la zona de Puyuhuapi, en la región de Aysén. Para ello, se han de determinar todas aquellas características geométricas, del conjunto de motores tipo Stirling en estudio, necesarias para realizar dicha simulación, entendiéndose, dimensiones de los cilindros del motor, características estructurales de los intercambiadores de calor y mecanismo de transmisión de potencia al eje.

Sumado a lo anterior se dimensionarán espesores de los cilindros de cada motor, volantes de inercia necesarios, diámetros de bielas, manivelas y varillas de conexión, con el objetivo de establecer una estimación de las dimensiones generales de cada motor. Sin embargo, se omitirán los equipos externos necesarios para trabajar en conjunto con los motores o prototipos de motor aquí estudiados, es decir, al momento de realizar el análisis no se considerarán los requerimientos de potencia, dimensionales o presupuestarias de bombas, torres de enfriamiento, ductos, y otros. Junto a ello, tampoco se abordará el método, por medio del cual, una específica cantidad de motores entregan la potencia al generador eléctrico ni los equipos necesarios para ello.

Mas aún, no se abordarán la forma en que el caudal de agua caliente (5-10 [L/s] a 150 [°C] o de agua fría (a 12 [°C] por sobre la temperatura ambiental) ingresa o sale del motor, ni los efectos que su composición química pueda tener en los motores durante un funcionamiento a largo plazo. Por último, dado las ecuaciones posteriormente desarrolladas, los intercambiadores de calor se introducirán durante la simulación como superficies por medio de las cuales ingresa o sale el calor al motor, por ello, su geometría es relevante, pero no se abordará el efecto que su material puede tener en el proceso termodinámico. El resto de las limitaciones de este trabajo de titulación corresponderán a aquellas establecidas durante la programación del código computacional necesario para la simulación numérica.

1.4. Metodología del trabajo de titulación

Para el desarrollo del trabajo de titulación se obedecerá la siguiente estructura de trabajo:

- Investigación de antecedentes a fin de obtener un conocimiento acabado sobre las ecuaciones, supuestos, modelos termodinámicos, entre otros, a utilizar posteriormente en las siguientes etapas del trabajo de titulación.
- Caracterización simplificada del recurso geotérmico a utilizar y condiciones climáticas relevantes de la zona. Esto con el objetivo de determinar los parámetros de entrada relevantes para diseño o adaptación de un motor.
- Establecer y delimitar las características operacionales de los motores en estudio, tales como frecuencia de operación, tipo de gas de trabajo al interior del motor y presión media, entre otros.
- Selección del tipo de motor, es decir, tipo y configuración general de sus cilindros, a ser estudiados durante la simulación.
- Generación de un conjunto de prototipos de motor Stirling, variando sus dimensiones geométricas, cuya posibilidad de aplicación será estudiada durante la simulación.
- Selección del modelo matemático a utilizar para la simulación y programación de ello para la obtención de superficies de potencia dependiente de las características operacionales del motor. Esto haciendo uso de la herramienta computacional Matlab R2020b.
- Selección de las características operacionales del motor optimas a partir de las superficies de potencia generadas y estudio de la sensibilidad de cada prototipo a variaciones de dichas características operacionales.
- Estudio de las potencia y requerimientos en los flujos de calor necesarios durante un día representativo de cada mes del año, para establecer la cantidad de motores necesarios para lograr una determinada potencia objetivo.
- Diseño mecánico general del motor para estimar las dimensiones del conjunto estructural necesario para el funcionamiento de cada uno de los prototipos de motor.
- Análisis de resultados y conclusiones.

1.5. Estructura del trabajo de titulación

- **Capítulo 1 - Introducción:** En este capítulo se aborda el contexto del presente trabajo de titulación, objetivo general y objetivos específicos que se persiguen, junto con las características del proyecto de investigación llevado a cabo, estableciendo la motivación y relevancia del estudio, alcances , metodología a seguir y la estructura del informe presentado

- **Capítulo 2 - Antecedentes generales:** Se realiza una revisión de la literatura asociada al tema de investigación. Aquí se profundiza en los conceptos necesarios para entender el funcionamiento del ciclo Stirling teórico y real, en conjunto con los detalles asociados al motor que realiza dicho ciclo; explicando los distintos tipos y clasificaciones, aspectos de interés y sus ventajas o desventajas. Junto a lo anterior, en este capítulo se introducen los métodos, modelos posteriormente utilizados durante la simulación numérica.
- **Capítulo 3 - Principios generales para la modelación de segundo orden:** En este capítulo se explican los modelos matemáticos, es decir, supuestos generales que conducen a distintos enfoques en el análisis termodinámico; análisis o modelo isotérmico, adiabático y adiabático con pérdidas, también denominado modelo simplificado. Por otra parte, se establecen las ecuaciones necesarias para cada uno de dichos modelos y que serán posteriormente llevadas a una modelación numérica utilizando la herramienta Matlab R2020b.
- **Capítulo 4 - Lineamientos y bases para la modelación de segundo orden:** Aquí se establecen las bases de ingeniería necesarias para llevar a cabo la simulación numérica de segundo orden. Se establecen los límites de la simulación numérica, es decir, se fijan variables termodinámicas relevantes y el rango de condiciones operacionales posibles para los cuales se estudiará el desempeño del ciclo y en función a ello se realiza la selección de las configuraciones adecuadas para el contexto a estudiar, se mencionan las posibilidades de disposición o unión de dichos prototipo y se detallan las características de los motores base a partir de los cuales se genera el conjunto de prototipos simulado. En este capítulo se mencionan además las ecuaciones necesarias para dimensionar algunos de los elementos estructurales más relevantes.
- **Capítulo 5 - Modelación de segundo orden:** En este capítulo se muestra el algoritmo de resolución utilizado para el modelo previamente seleccionado y cuyos scripts se encuentran en Anexos C. Se detalla, junto a lo anterior, la validación realizada para comprobar el apropiado funcionamiento del conjunto de módulos Matlab por medio de los que se simula el comportamiento termodinámico de los motores. Finalmente, se resumen los datos geométricos asociados a cada uno de los prototipos generados, es decir, la información de entrada para la simulación.
- **Capítulo 6 - Resultados y análisis:** En este capítulo se presentan los resultados y el análisis de la investigación. Aquí exponen las superficies de potencia obtenidas para cada motor, el análisis de sensibilidad correspondiente a cambios geométricos existentes entre distintos prototipos y características del reservorio geotérmico. Junto a ello se muestra el resultado y análisis de la simulación numérica para los meses representativos del año y los componentes estructurales necesarios por cada motor.
- **Capítulo 7 - Conclusiones:** Se muestran las conclusiones realizadas en este trabajo.

Capítulo 2

Antecedentes generales

2.1. Potencial geotérmico de Aysén

La energía geotérmica es aquella que se obtiene gracias al calor interno de la tierra. Una fracción de dicho calor interno debe su origen a que la corteza terrestre, como se sabe, es discontinua y se divide en 8 placas tectónicas grandes junto con 20 pequeñas, todas ellas en continuo movimiento y empujándose lentamente entre sí. Chile se sitúa en el cinturón de Fuego del Pacífico, por ello, muchos de los sistemas geotérmicos valiosos en el país están relacionados con la actividad magmática.[1]

En Chile ocurre la subducción de la placa de Nazca bajo la placa Sudamericana. A causa a dicha subducción, la cual avanza 6 cm/año aproximadamente [1], nace el Levantamiento de los Andes, más aún, este fenómeno es el responsable de la actividad geológica y geotermal en la zona de Aysén. El magma, provocado por los procesos geodinámicos que tienen lugar, se acumula en el interior de la corteza terrestre formando cámaras magmáticas, tal como se indica en la Figura 2.1.

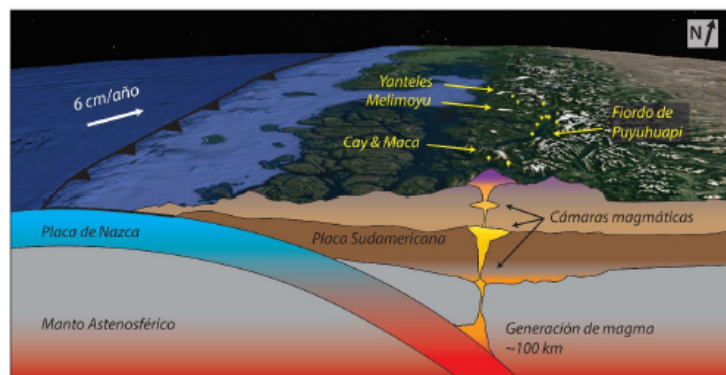
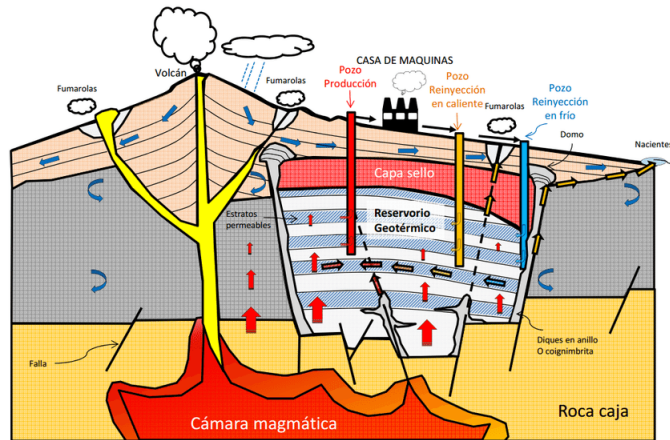


Figura 2.1: Esquema de subducción activa en la región de Aysén (CEGA, 2018). Obtenido de [1].

El magma se transforma en la fuente de calor del reservorio y, por tanto, en uno de los principales componentes de un sistema geotermal de tipo volcánico. Así, en forma simplificada, se puede decir que el sistema tipo volcánico se compone de los siguientes elementos [1]:

- Fuente de calor subterránea, es decir, la cámara magmática.

- Reservorio geotermal compuesto de un acuífero y una capa de sello. El primero es una región de roca permeable, que es calentado por la fuente de calor permitiendo la circulación y acumulación del flujo de agua. El segundo, la capa sello, se encuentra sobre el acuífero (Figura 2.2) y se caracteriza por ser impermeable, actuando como tapa o sello.
- Flujo de agua que se genera gracias a lluvia, ríos o fiordos. Este flujo de agua es el fluido que transporta el calor a medida que circula por el sistema geotérmico.



Esquema de un campo geotérmico en ambiente volcánico

Figura 2.2: Diagrama esquemático de un sistema geotermal de tipo volcánico. Obtenido de [1].

En base a lo anterior, se puede afirmar que Aysén cuenta con condiciones favorables y, por ello, que existe una alta posibilidad de sistemas geotermales. Puesto que allí se reúnen una fuente de calor, roca permeable y una alta recarga de agua meteórica y de fiordo. Puyuhuapi (Figura 4.1) se ubica en los fiordos de la región de Aysén y gracias exploraciones geológicas, geoquímicas y geofísicas resumidas en el documento “*Estimación y valorización del potencial geotérmico en la Región de Aysén*”, realizado por CEGA (2017) [1], se ha establecido que dicha zona cuenta con un gran potencial geotermal, tanto para generación eléctrica como para usos térmicos.

2.2. Ciclo termodinámico Stirling

2.2.1. Ciclo ideal

Como se ilustra en la Figura 2.3 el ciclo Stirling se compone de dos procesos isotérmicos y dos isocóricos. En la Figura 2.4 se indican las distintas configuraciones de un motor tipo β a medida que este realiza los distintos procesos involucrados en el ciclo.

Se debe tener en cuenta que la zona superior de la figura 2.4, se produce la entrada de calor por algún tipo de fuente externa, representada por un mallado rojo. Mientras, en la zona inferior tiene lugar la disipación de calor, gracias a una fuente de menor temperatura, representada con un mallado azul. El mallado anaranjado indica la posición del regenerador.

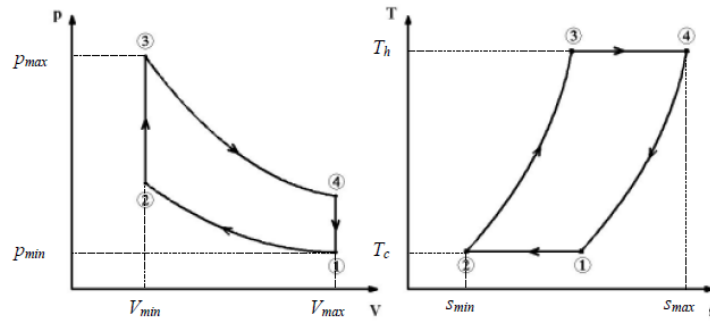


Figura 2.3: Diagrama p-V y T-s de un ciclo Stirling Ideal. Obtenido de [3].

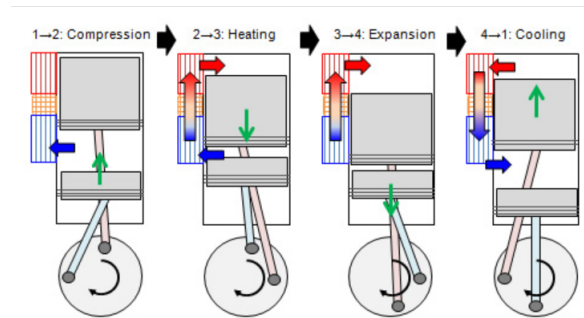


Figura 2.4: Motor Stirling tipo β ilustrando los distintos puntos de los diagramas p-V y T-s. Obtenido de [4].

- Compresión isotérmica (1 \rightarrow 2):** El pistón de trabajo, impulsado por la inercia restante del ciclo anterior, se mueve hacia adentro (Figura 2.4) comprimiendo y reduciendo el volumen total del gas de trabajo al interior del cilindro, es decir, se realiza trabajo sobre el gas W_c . Para garantizar que la temperatura del gas no aumenta durante la compresión ocurrida en la zona fría, el calor es retirado por el disipador. [3]
- Entrada de calor isocórica (2 \rightarrow 3):** El gas de trabajo a baja temperatura fluye desde la zona fría o espacio de compresión pasando por el regenerador, donde recibe calor, y llega a la zona caliente del pistón o espacio de expansión. En esta etapa el segundo pistón, llamado pistón desplazador, se encuentra aproximadamente en posición TDC (más interior), manteniendo el volumen total relativamente constante. [3]

A medida que el gas de trabajo se acumula en el espacio de expansión, su presión y la del espacio de compresión se vuelven casi iguales. Finalmente, la presión de la zona de caliente supera a la de la zona fría, gatillando el movimiento del pistón desplazador a su punto BDC (más exterior). [4]

- Expansión isotérmica (3 \rightarrow 4):** En esta etapa el pistón de trabajo está desplazándose a su punto BDC, esto se traduce en trabajo por expansión desde el gas hacia el pistón de trabajo W_e . A medida que este se mueve, incrementa el volumen en la zona fría y comienza a disminuir la presión. Durante esta etapa la temperatura de la zona cálida se mantiene gracias a la fuente de calor externa [3].

- **Enfriamiento isocórico (4 \rightarrow 1):** Aquí, el pistón de trabajo se encuentra en posición BDC y permanece aproximadamente quieto. Dado que la presión en la zona fría es menor que la presión en la zona caliente, el gas fluye hacia la zona fría, por lo cual, el calor se entrega desde el gas hacia el regenerador [4]. Simultáneamente, el pistón desplazador se mueve a su posición TDC ayudando a que el gas se mueva de la zona caliente a la fría. En esta etapa no se realiza trabajo[3].

Una de las mejores características de este ciclo recae en que es termodinámicamente equivalente al ciclo de Carnot [5]. Así, tomando los puntos indicados en la Figura 2.3, los trabajos realizados durante la compresión y expansión son [3]:

$$W_c = n \cdot R \cdot T_2 \cdot \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (2.1)$$

$$W_e = n \cdot R \cdot T_3 \cdot \ln \frac{V_1}{V_2} \quad (2.2)$$

Como el trabajo es el mismo que el calor en el ciclo, se tiene que $W_c = Q_c$ y $W_e = Q_e$. Por lo que, el trabajo neto (el signo negativo de W_c va por convención) y su eficiencia son:

$$n_{Stirling} = \frac{W_{neto}}{Q_e} = \frac{W_e - W_c}{Q_e} \quad (2.3)$$

$$n_{Stirling} = \frac{n \cdot R \cdot (T_3 - T_2) \cdot \ln \frac{V_1}{V_2}}{n \cdot R \cdot T_h \cdot \ln \frac{V_1}{V_2}} = \frac{(T_3 - T_2)}{T_3} = n_{carnot} \quad (2.4)$$

2.2.2. Ciclo real

El Ciclo Stirling ideal cuenta con varios supuestos que se señalarán a continuación en esta sección. Dado que dichos supuestos no se pueden lograr, el ciclo Stirling real difiere en gran medida del ideal, tal como se ve en la Figura 2.5:

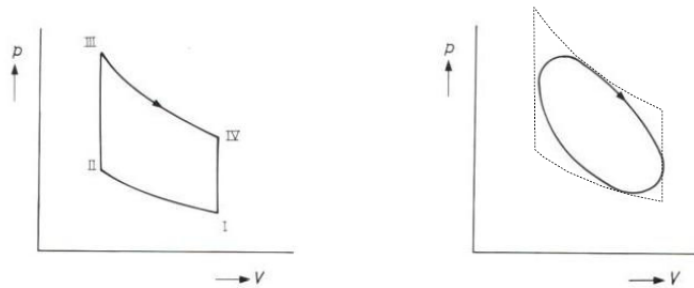


Figura 2.5: Comparación entre el Ciclo Stirling ideal (izquierda) y el real (derecha). Obtenido de [3].

Los supuestos son [3]:

- El gas de trabajo se supone ideal.
- La presión es uniforme en todo el motor.
- Regenerador sin pérdidas, es decir, todo el calor entregado al regenerador es posteriormente devuelto al gas.
- Sin pérdidas de calor con el ambiente.
- Expansión y compresión isotérmicas.
- Los volúmenes de expansión y compresión varían de forma discontinua, dicho de otro modo, no varían sinusoidalmente a medida que se pasa por los estados indicados en la Figura 2.6.
- No existen pérdidas por fricción.
- El espacio muerto en el pistón es cero.

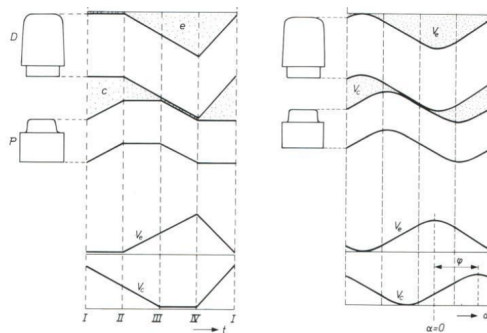


Figura 2.6: Comparación entre el movimiento discontinuo (izquierda) y continuo o sinusoidal del pistón (derecha). Obtenido de [3].

2.3. Motor Stirling

El motor Stirling fue inventado en 1816 por Robert Stirling y, tal como indica su nombre, este motor térmico funciona gracias a la expansión y contracción de un gas que realiza un ciclo termodinámico del tipo Stirling. Dichos motores se pueden clasificar desde distintas perspectivas, una de ellas es el sistema de manejo o propulsión que garantiza el movimiento adecuado del gas al interior del motor. Así, desde este enfoque, los motores se pueden clasificar en cinemáticos, termoacústicos, de pistón libre y de pistón líquido. [6]

A continuación, se dará una breve introducción a estos cuatro tipos, posterior a ello se ahondará en los conceptos relativos al motor de tipo cinemático, el cual es el foco del presente trabajo de titulación.

2.3.1. Tipos de motores Stirling

2.3.1.1. Motores cinemáticos

En este tipo de motor los pistones que contienen el gas de trabajo, es decir, el gas que se expande y comprime durante el ciclo, son accionados por mecanismo cinéticos tales como el simple biela-manivela, accionamientos rómbicos y otros. Estos mecanismos se diseñan de tal manera que el pistón asociado a la zona caliente del motor siempre debe moverse en forma adelantada al pistón ubicado en la zona fría del motor. [6].



Figura 2.7: Motor Stirling cinemático. Obtenido de [7].

2.3.1.2. Motor termoacústico

En 1976 Ceperely propuso utilizar ondas acústicas en lugar de pistones móviles para proporcionar el control del movimiento y la presión del gas para un ciclo de trabajo Stirling. Este tipo de motor consiste en un tubo enrollado con uno o más núcleos termoacústicos colocados en su interior. Dichos núcleos termoacústicos corresponden a un calentador, un regenerador

y un enfriador [6].

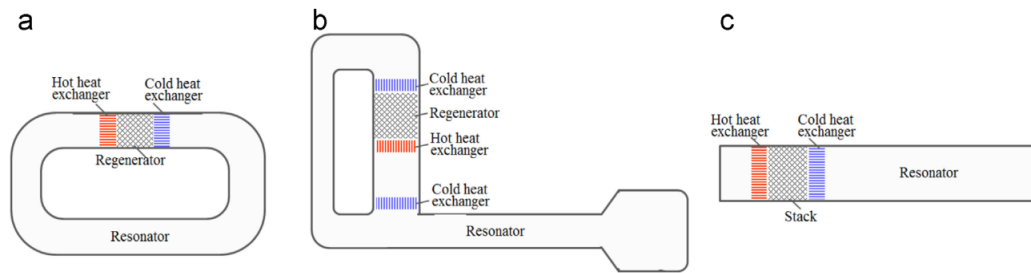


Figura 2.8: Distintas configuraciones para motor termoacústico. (a) termoacústico tipo bucle; (b) termoacústico ramificado en bucle; (c) termoacústico de onda estacionaria. Obtenido de [6].

Este tipo de motor es capaz de convertir energía térmica en potencia acústica gracias a las oscilaciones del gas que ocurren cuando el diferencial de temperatura a lo largo del regenerador excede un determinado valor [6].

2.3.1.3. Motores de pistón libre

Configuración Pistón libre: Este tipo de motor se diferencia del resto ya que no cuenta con cigüeñal, además los pistones no se encuentran sujetos entre sí. El movimiento de los pistones está controlado generalmente por algún tipo de resorte y la energía es entregada por medio de un alternador [3].

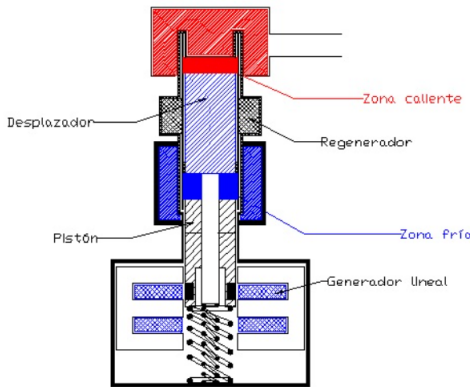


Figura 2.9: Motores Stirling tipo pistón libre. Obtenido de [8].

2.3.1.4. Motores de pistón líquido

En este tipo de motor las columnas de un líquido desempeñan el papel de pistones. Estos pistones de líquido se mueven libremente en respuesta a la gravedad y la presión que actúa sobre ellos. Dichos cambios de presión, que impulsan las columnas de líquido para que se muevan hacia arriba y hacia abajo, dependen las variaciones en la temperatura del gas de

trabajo [6].

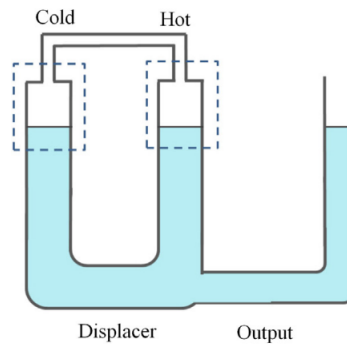


Figura 2.10: Motores Stirling tipo pistón líquido. Obtenido de [6].

2.3.2. Componentes del motor Stirling cinemático

Los componentes de un motor Stirling cinemático se pueden clasificar de la siguiente manera: componentes del intercambiador de trabajo, componentes mecánicos y espacios de trabajo. [9]

■ Componentes del intercambiador de trabajo:

- Calentador o Heater: Corresponde a un intercambiador que recibe calor desde una determinada fuente a elevada temperatura. Aquí tiene origen el calor que se entregará posteriormente al gas de trabajo.
- Enfriador o Cooler: Corresponde a un intercambiador que absorbe el calor desde el gas de trabajo y lo transfiere a una fuente de menor temperatura.
- Regenerador: Es un componente que cumple la función de almacenador térmico y, en teoría, es capaz de calentar y enfriar un fluido en forma reversible.

■ Componentes mecánicos:

- Pistones: En términos generales los motores cuentan con dos pistones, uno de ellos se denomina pistón de trabajo, el cual es el encargado de llevar el trabajo a un eje transmisor de potencia. El otro es un pistón desplazador, el cual cumple la función de mover el gas de trabajo entre las zonas calientes y frías.
- Cilindros: En los cilindros se ubican ambos pistones y encierran el volumen en donde se encuentra el gas de trabajo.
- Sistema de acoplamiento: Corresponde a la forma en que los pistones se unen entre sí y hacia el eje de potencia.

■ Espacios de trabajo:

- Espacio de compresión: Es la zona del motor donde el volumen total del gas se reduce hasta el mínimo y suele estar junto al Enfriador o ser uno solo con él.

- Espacio de expansión: Corresponde a la zona del motor donde el gas aumenta su volumen después de recibir calor desde el Calentador. Este espacio suele ubicarse junto al Calentador o ser uno solo con él.

2.3.3. Clasificación de los motores Stirling cinemáticos

2.3.3.1. Según el arreglo de los pistones

Dependiendo del arreglo del pistón de trabajo y el desplazador, el motor Stirling da lugar a la siguiente división [3]¹:

- **Configuración Alfa:** Este tipo de motor cuenta con dos cilindros diferentes, uno para cada pistón, ambos cilindros se conectan entre sí por medio de un tubo en donde se encuentra el regenerador. Estos pistones poseen un ángulo de desfase con respecto al otro, generalmente de 90 °. [3]
- **Configuración Beta:** Los motores de este tipo cuentan con un solo cilindro compartido por ambos pistones. Dicho cilindro tiene una zona fría y una caliente, además pueden o no llevar regenerador dependiendo de su tamaño. Es un diseño cuyo principal problema al momento de su fabricación es lograr la coordinación, entiéndase, el ángulo de desfase entre pistones.[9]
- **Configuración Gama:** Su configuración es similar a la análoga al motor tipo β , sin embargo los pistones se encuentran en cámaras separadas, lo que simplifica su construcción [10]. Esta configuración es comúnmente vista en motores con baja diferencia de temperatura [3].

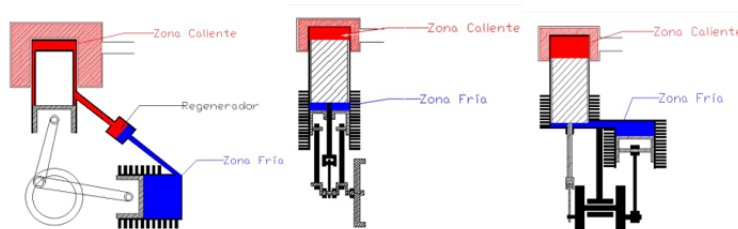


Figura 2.11: Motores Stirling tipo α (izquierda), β (centro) y γ . Obtenido de [8].

2.3.3.2. Según la forma de acoplamiento del pistón

Los motores Stirling se pueden clasificar no solo en función de la disposición de sus cilindros, sino también en los mecanismos de transmisión de potencia. Existen diversas opciones para llevar a cabo dicha transmisión cinética, entiéndase, controlar los movimientos de los pistones mecánicos al interior del motor Stirling. Ejemplos de ellos podemos observarlos en la figura 2.12.

¹ Existen diseños de mayor complejidad, la clasificación aquí señalada corresponde a una simplificación.

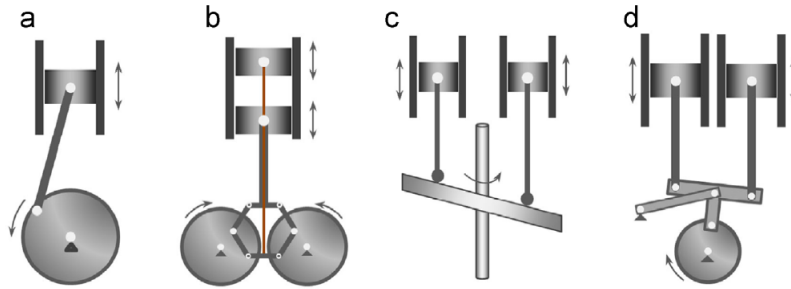


Figura 2.12: Mecanismos de accionamiento cinético utilizados para motores Stirling: (a) accionamiento de biela-manivela; (b) accionamiento rómbico; (c) accionamiento con placa oscilante; y (d) accionamiento Ross-yoked. Obtenido de [6].

Algunos mecanismos son [11] [6]:

- **Biela-manivela:** Este se ha utilizado muchos años en motores de combustión interna y motores Stirling, por lo que, es un sistema extremadamente confiable. Tiene la ventaja de la fiabilidad y la facilidad de fabricación, pero su desventaja es la imposibilidad de equilibrar el mecanismo apropiadamente.
- **Mecanismo Rómbico:** Philips desarrolló este sistema en la década de 1950 y es ampliamente utilizada en motores Stirling de un solo cilindro. Este tipo posee la ventaja de estar equilibrado dinámicamente incluso para una disposición de un solo cilindro, sin embargo, su principal desventaja es la complejidad. puesto que, requiere de muchas piezas móviles, superficies de apoyo y necesita un par de ruedas dentadas a juego para cada montaje.
- **Placa oscilante:** Se ha desarrollado principalmente para el campo de los automóviles, en donde la principal prioridad es el espacio a ocupar. Dada esta disposición, los cilindros se pueden sellar fácilmente. Junto a ello, este sistema permite controlar la potencia de salida del motor variando el ángulo de la placa oscilante y alterando así la carrera del motor.
- **Ross-yoked:** Este mecanismo fue patentado por Andy Ross y la Universidad de Cambridge investiga su uso en motores Stirling.
- **Tipo Ringbom:** En este mecanismo solo el pistón de potencia está vinculado al cigüeñal o eje, mientras que el desplazador se mueve libremente en respuesta a la diferencia de presión entre el interior del motor y la atmósfera.

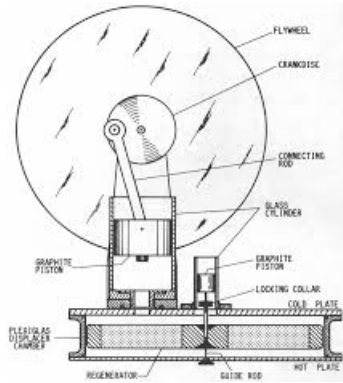


Figura 2.13: Mecanismos de accionamiento tipo Ringbom. Obtenido de [12].

2.3.4. Ventajas y desventajas generales del motor Stirling

Entre sus principales ventajas destacan [3]:

- Eficiencia teórica de Carnot
- Dado que la fuente de calor se ubica de forma externa al motor, este calor se puede obtener a partir de múltiples tipos de combustible.
- Funciona de manera silenciosa y con bajas vibraciones.
- De utilizarse combustión para obtener el calor, este motor es menos contaminante que los de combustión interna, puesto que, en los motores Stirling la combustión tendría lugar fuera del motor y en forma continua.
- Menor cantidad de partes móviles que en un motor de combustión interna.

En contraste, sus principales desventajas son [3][13]:

- Son de mayor costo, puesto que no son manufacturados a gran escala.
- Los motores Stirling operan de forma eficiente en una acotada banda de velocidades.
- Tardan más en arrancar, pues se requiere de tiempo para que el Calentador o Heater llegue a la temperatura de operación.
- Típicamente no inician por sí solos, requiere de un agente externo que inicie el ciclo.
- Para una potencia de salida fija, los motores Stirling suelen ser de mayor tamaño.

2.3.5. Aspectos de interés

2.3.5.1. Motores Stirling de baja entalpía (LTD)

A priori, los motores Stirling de baja entalpía no corresponden una clasificación estricta, pero poseen ciertas características comunes que son de particular relevancia para el presente documento. Como bien dice su nombre, la principal propiedad de este tipo de motor es que

funcionan con bajas diferencias de temperaturas entre la zona fría y cálida. Si bien dicha diferencia no está estandarizada, se suele considerar inferior a los 100°C . [3]

A causa de dicha singularidad la potencia a generar por este tipo de motores suele ser comparativamente inferior al resto [10], más aún, como se puede ver en la figura 2.14, existe una clara diferencia en las dimensiones de este tipo de motor.

En el caso de grandes diferencias de temperatura, se debe mantener una gran separación entre las zonas caliente y fría, a fin de evitar pérdidas de calor. Por otro lado, los motores con baja diferencia de temperatura requieren de una mayor superficie para realizar los intercambios de calor desde y hacia el gas de trabajo. Además, dado que las temperaturas de las zonas caliente y fría son similares, no ocurren grandes pérdidas de calor por conducción entre dichas zonas [3].

Así, las principales características de los motores Stirling LTD [3]:

- Tienen bajas velocidades de funcionamiento
- La carrera de los pistones es más corta y sus diámetros son mayores.
- la razón entre los volúmenes barridos por el pistón de trabajo y el desplazador es mayor
- Requieren mayores superficies de transferencia y, por tanto, los intercambiadores ocupan mayor espacio.

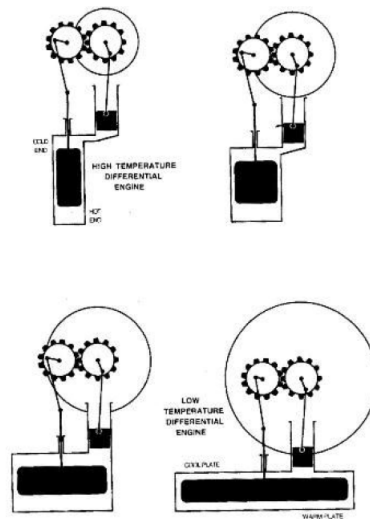


Figura 2.14: Comparación entre Motores Stirling con una alta (superior) y baja diferencia de temperatura (inferior). Obtenido de [3].

2.3.5.2. Fluido de trabajo

Como se ha explicado previamente el gas de trabajo, también llamado fluido de trabajo es aquel que se encuentra al interior del motor Stirling. Ahora bien, según lo estudiado por D.G. Thombare y S.K. Verna [11], existen ciertas propiedades termodinámicas, de transferencia

de calor y dinámicas que son deseables para motores Stirling. Estas son:

1. Alta conductividad térmica.
2. Alta capacidad calorífica específica.
3. Baja viscosidad.
4. Baja densidad.

Sumado a lo anterior se deben tomar en cuenta factores mayormente relacionado a la etapa de fabricación de un prototipo, tales como: costo, disponibilidad del fluido, seguridad en la operación, requerimientos para el almacenamiento, interacción con el resto de los materiales del motor e impacto en las pérdidas reales del equipo.

Manteniendo esto en mente, se han propuesto diferentes formas de selección preeliminar, la primera de ella es a través de un factor denominado "factor de capacidad" [14] el cual engloba 3 de los 4 parámetros mencionados anteriormente. En la tabla 2.1 se puede ver el factor de capacidad para distintos fluidos de trabajo a una temperatura promedio de 800 [K] y 5 [MPa] .

$$Factor\ de\ capacidad = \frac{Conductividad\ Térmica}{Capacidad\ Calorífica\ Específica \cdot Densidad} \quad (2.5)$$

Tabla 2.1: Factor de capacidad para distintos fluidos de trabajo. Modificada de [11].

Fluido de trabajo	Factor de capacidad
Aire	1.0
Helio	0.83
Hidrogeno	0.68
Agua	0.39
Sodio-Potasio Eutéctico	1.32

En segundo lugar, se tiene el enfoque desarrollado por Walker, el cual relaciona la transferencia de calor del fluido de trabajo Q_{wf} y la analogía de Reynolds [11]. Para esto se tiene la siguiente expresión (2.6), en donde ρ es la densidad y C_p es la capacidad calorífica específica a presión constante.

$$Q_{wf} \propto \sqrt{\rho^2 C_p^3} \quad (2.6)$$

Fragilización por hidrógeno

Como se ve en la tabla 2.1, el hidrogeno se presenta como una elección atractiva, sin embargo, en fundiciones y aceros con alto contenido de carbono el hidrógeno fragiliza el material aumentando la tendencia a la propagación rápida de grietas, lo que implica una disminución en la resistencia del material [9]. Junto a eso es difícil de sellar y potencialmente explosivo. [15]

Efecto de gases monoatómicos

Por otro lado, existen pérdidas intrínsecas del diseño, observables al momento de operar un prototipo real, que se ven agravadas al momento de escoger entre fluidos o gases de trabajos monoatómicos. Ejemplo de ello es la pérdida que ocurre cuando el fluido de trabajo sale de un intercambiador de calor a una temperatura, mezclándose con el fluido de trabajo entre el intercambiador de calor y su pistón correspondiente, que se encuentra a una temperatura diferente [15]. Esto termina por disminuir la eficiencia real del ciclo. Otros ejemplos de esto se visualizan en las figuras 2.15 y 2.16

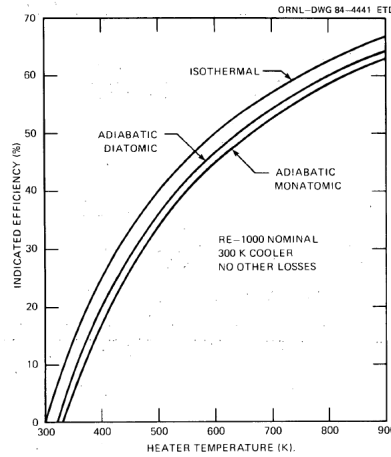


Figura 2.15: Efecto de la temperatura del Calentador y el fluido de trabajo en la eficiencia de un motor Stirling RE-100 Nominal con cilindros isotérmicos y adiabáticos. Obtenido de [16].

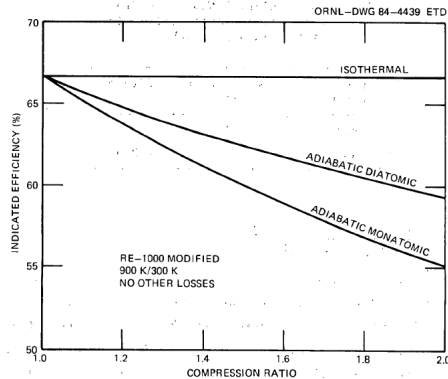


Figura 2.16: Efecto de la razón de compresión y el fluido de trabajo en la eficiencia de un motor Stirling RE-100 Modificado con cilindros isotérmicos y adiabáticos. Obtenido de [16].

2.3.5.3. Presión Buffer

La presión buffer, o presión de amortiguamiento, es aquella que se encuentra por fuera del mecanismo que extrae el trabajo desde el fluido al interior del motor. Esta presión, en el caso en que el sistema de transmisión del motor no se encuentren en un recipiente cerrado, corresponde a la presión atmosférica [17].

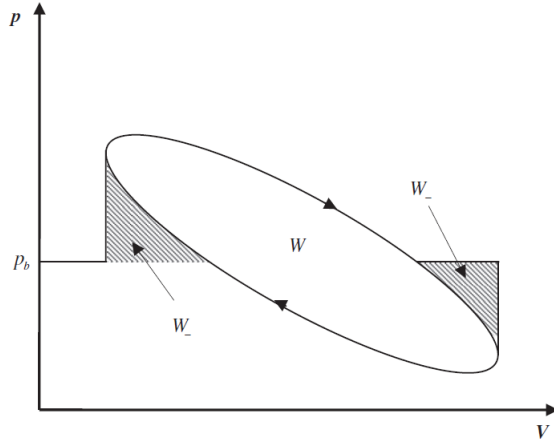


Figura 2.17: Efecto de la presión buffer (Donde p_b corresponde a la presión buffer, W al trabajo indicado y W_- al trabajo forzado). Obtenido de [18].

A medida que se desarrolla el ciclo termodinámico se perciben dos tipos de trabajo relevantes, estos se muestran en la figura 2.17. El primero de ellos es el trabajo indicado W , es decir, el trabajo neto que el motor recibe desde el fluido de trabajo, tal como se señala en la ecuación 2.7.

$$W = \oint p dV \quad (2.7)$$

Por otro lado, el segundo de ellos es el trabajo negativo W_- , que corresponde al trabajo dado por el mecanismo al fluido de trabajo durante el ciclo de funcionamiento, además debe ser lo más pequeño posible para minimizar las pérdidas generales del motor. Este trabajo recibe el nombre de trabajo forzado depende de la forma del ciclo termodinámico y también de la presión amortiguadora. Lo anterior se puede observar en la figura 2.18.

La expresión para el cálculo del trabajo forzado se muestra en la ecuación (2.8) donde, al igual que para la ecuación 2.7, p corresponde a la presión y dV al diferencial de volumen. El significado del superíndice negativo indica que se integra exclusivamente en las partes del ciclo donde $(p - p_b)dV$ es negativo.

$$W_- = \oint [(p - p_b)dV]^- \quad (2.8)$$

J.R Senft propone que el valor óptimo para esta presión corresponde a lo señalado a continuación, donde p_{max} y p_{min} son las presiones máximas y mínimas durante el ciclo, respectivamente.

$$p_b (Optimo) = \sqrt{p_{max} \cdot p_{min}} \quad (2.9)$$

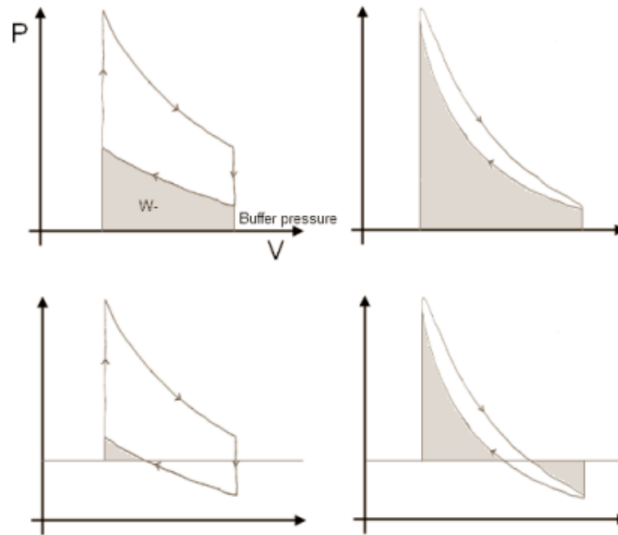


Figura 2.18: Efecto de la presión buffer. Obtenido de [17].

2.4. Modelos termodinámicos para motores Stirling

Para diseñar un motor Stirling se requiere entender lo que sucede dentro de esta máquina, por ello es necesario establecer una serie de suposiciones, que pueden progresar desde las más simples hacia suposiciones cada vez más realistas, dando pie a la existencia de varios modelos matemáticos utilizados para el análisis termodinámico de motores Stirling.

Estos modelos se pueden clasificar de acuerdo con sus métodos de diseño, entiéndase, el nivel de profundidad en los supuestos involucrados, así los modelos se agrupan en cuatro categorías relativas grado de sofisticación: métodos aproximados (primer orden), métodos desacoplados (segundo orden), análisis nodales (tercer orden) y método de características [18].

2.4.1. Métodos de diseño

2.4.1.1. Métodos de diseño de primer orden

Los modelos de diseño correspondientes a esta categoría se utilizan para obtener predicciones de la potencia de salida y el rendimiento del motor Stirling [14]. En este caso, el cálculo se realiza en base a un análisis ideal del ciclo, a continuación, se utilizan distintos factores de corrección simples para encontrar la potencia de frenado, eficiencia real e incluir las diversas pérdidas posibles del motor (englobadas en un solo factor general) [18]. Estos factores de corrección de eficiencia y potencia se determinan a partir de la experiencia con motores reales [18].

Por lo anterior, los métodos de diseño de primer orden comienzan con información limitada, calculando la potencia y la eficiencia para un motor de tamaño particular. El uso del método de primer orden asume que otros han diseñado o realmente diseñarán el motor

Stirling [14].

2.4.1.2. Métodos de diseño de segundo orden

A diferencia del caso anterior, los métodos de diseño de segundo orden tienen en cuenta tanto aspectos termodinámicos como geométricos más detallados, por lo cual, son utilizados por aquellos que tienen la intención de diseñar un nuevo motor Stirling [14].

Varios modelos caen bajo la clasificación de método de segundo orden. Aquí, se utiliza un análisis del ciclo del motor Stirling relativamente sencillo, que se basa en los supuestos relativos a las transferencias de calor posibles entre el gas de trabajo y las paredes del motor, eficiencias de los intercambiadores y pérdidas de energía a incluir. Esto permite lograr modelos de caracteres isotérmicos, adiabáticos y semi-adiabáticos o adiabáticos con pérdidas [18].

La mayor mejora de los modelos de segundo orden, en comparación a los de primer orden, es que las distintas pérdidas de potencia o calor son identificadas y cuantificadas individualmente. Sin embargo, se asume que dichas pérdidas de energía son independientes entre sí y no existe interacción, es decir, están desacopladas [18].

2.4.1.3. Métodos de diseño de tercer orden

Los métodos de diseño de tercer orden también conocidos como análisis nodales, consisten en tres procedimientos básicos [18]:

1. Dividir el motor en una red de nodos o volúmenes de control
2. Establecer las ecuaciones diferenciales para la conservación de masa, momento y energía, más la ecuación de estado para el gas de trabajo.
3. Resolver simultáneamente el sistema de ecuaciones diferenciales mediante algún método numérico adecuado.

Hay dos subclases bajo este método: una, la más rigurosa y la otra, menos rigurosa. La diferencia se encuentra en que los modelos de tercer orden menos rigurosos simplifican los cálculos numéricos al omitir algunos de los términos de las ecuaciones diferenciales que gobiernan el ciclo y, además de ello, se asume que ciertas pérdidas pueden desacoplarse. [18].

2.4.1.4. Métodos de características

El método de características resuelve sistemas de ecuaciones diferenciales parciales no lineales de tipo hiperbólico determinando las curvas características de las ecuaciones. Las curvas características se utilizan para transformar las ecuaciones diferenciales parciales en un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias que son válidas solo a lo largo de dichas curvas características. Este método se ha utilizado con éxito en el estudio del flujo de gas compresible y se ha aplicado al análisis de flujo inestable unidimensional en motores Stirling [18].

Capítulo 3

Principios generales para la modelación de segundo orden

3.1. Modelos de diseño

En consecuencia, a lo señalado en la sección anterior se corresponderán a explicar los modelos relevantes, para el presente trabajo de titulación, relacionados al diseño de un motor Stirling cinemático .

3.1.1. Modelos isotérmico ideal

A continuación se define y analiza el modelo isotérmico ideal de un motor Stirling, incluyendo el análisis de Schmidt, y se discuten las limitaciones correspondientes. A fin de establecer un desarrollo simple de las ecuaciones necesarias en el modelo, se supondrá que el motor es un conjunto de cinco componentes conectados en serie cuyos subíndices correspondientes son: Espacio de compresión (c), un Enfriador o Cooler (k), Regenerador (r), Calentador o Heater (h) y Espacio de Expansión (e).

En el modelo termodinámico isotérmico la transferencia de calor hacia y desde el ambiente externo ocurre a las temperaturas fría T_k y caliente T_h , las cuales representan la temperatura de la fuente fría y caliente, respectivamente. También se tiene como supuesto que el gas en el espacio de compresión y el gas en el Enfriador se encuentran a la misma temperatura que el sumidero de calor T_k . Análogamente, el gas en el espacio de expansión y el que está en el Calentador se encuentran a la misma temperatura que la fuente de calor. Lo anterior se ilustra en la figura 3.1.

Estas premisas implican que los equipos destinados a realizar intercambios de calor (Calentador, Enfriador y Regenerador) son equipos perfectos o ideales [19].

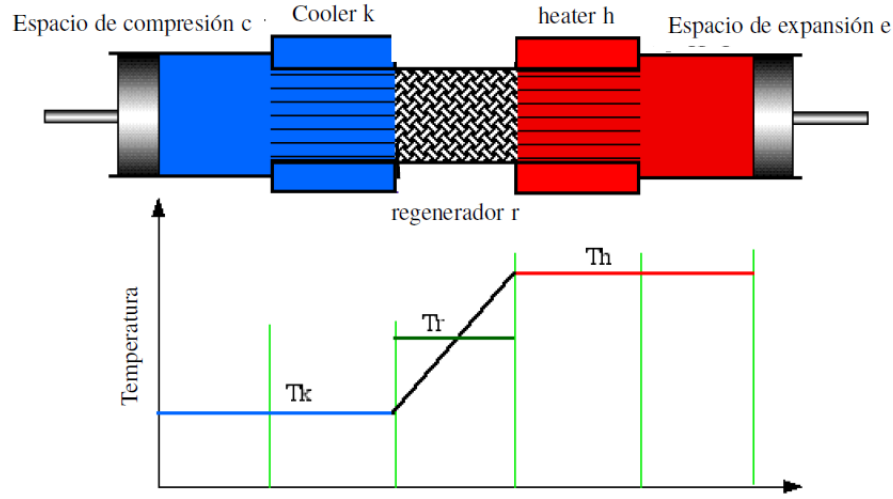


Figura 3.1: Modelo Isotérmico. Obtenido de [9]

Mas aún, cada componente se considera una entidad o celda generalizada según lo que se ve en la figura 3.2, donde el gas en todos los componentes está a la misma presión p [19]. Las expresiones correspondientes se desarrollan a continuación:

$$m_{tot} = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e \quad (3.1)$$

Dado lo señalado en la figura 3.1 se tiene que los volúmenes son: V_e en el espacio de expansión, V_c en el de compresión, V_h en el Calentador, V_k en el Enfriador y V_r en el Regenerador. De la misma forma, las temperaturas en dichos espacios son: T_e , T_c , T_h , T_k y T_r , respectivamente, a consecuencia del supuesto explicado anteriormente ($T_e = T_h$ y $T_c = T_k$).

Así, suponiendo que el gas de trabajo se comporta como un gas ideal, se tiene que:

$$m_{tot} = \frac{p \cdot \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)}{R} \quad (3.2)$$

Junto a ello, presumiendo un comportamiento lineal de la temperatura en el regenerador (figura 3.1), la temperatura efectiva del Regenerador T_r es:

$$T_r = \frac{(T_h - T_k)}{\ln(T_h/T_k)} \quad (3.3)$$

Por lo cual, la presión en el motor es:

$$p = \frac{m_{tot} \cdot R}{\left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \cdot \ln(T_h/T_k)}{(T_h - T_k)} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)} \quad (3.4)$$

Para calcular el trabajo realizado en un ciclo se ha de tener en cuenta dos aspectos: primero, dicho trabajo viene dado por la integral cíclica de $p dV$ y segundo, los componentes , y por correspondiente los volúmenes, que entregan trabajo desde el gas al motor, son los trabajos realizados por los espacios de expansión W_e y compresión W_c . Así, dV involucra solo a los volúmenes V_e y V_c . En conclusión, el trabajo es:

$$W_{tot} = W_e + W_c = \oint p dV_e + \oint p dV_c \quad (3.5)$$

Uno de los principales problemas de este modelo es que todos los procesos de transferencia de calor requeridos ocurren en los espacios isotérmicos de compresión y expansión, esto conduce a que no existan flujos de calor en ninguno de los tres intercambiadores, por lo cual, son redundantes y solo contribuyen con el espacio muerto [19]. Esto se explicará a continuación al considerar el modelo isotérmico ideal desde el punto de vista del balance de energía.

Balance de energía

Como se explicó en párrafos anteriores el motor se puede dividir en un conjunto de cinco componentes conectados en serie, por consiguiente, para estudiar los flujos de energía es necesario considerar la ecuación de energía del gas de trabajo en cada una de dichos componentes.

Estos componentes se caracterizan como una "celda generalizada" (figura 3.2) que puede reducirse a una celda de trabajo (como los espacios de expansión y compresión) o una celda de intercambiador de calor (como el Calentador, Enfriador y Regenerador) al anular, respectivamente, los valores de calor Q o trabajo W ocurridos en la expresión a obtener para la celda general.

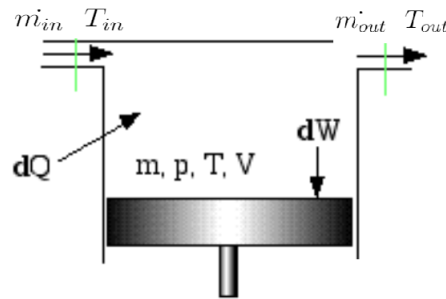


Figura 3.2: Celda generalizada. Modificado de [19].

Como se observa en la figura 3.2, la energía ingresa a la celda en forma de calor o entalpía transportada al interior mediante el flujo másico m_{in} a temperatura T_{in} . Similarmente, la energía escapa de la celda general en forma de trabajo producido por el sistema o entalpía transportada fuera por el flujo másico m_{out} a temperatura T_{out} . Las derivadas señaladas en dicha figura corresponden a la derivada con respecto al ángulo de giro del eje que recibe el trabajo de los pistones. El balance de la energía correspondiente se muestra en la figura 3.3.

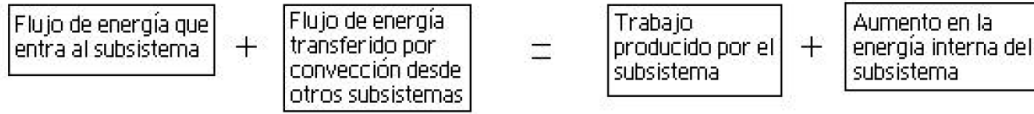


Figura 3.3: Flujo de energía en la celda generalizada. Modificado de [10].

Por otro lado, es necesario recordar que, para un gas ideal, la entalpía y la energía interna son funciones únicamente de la temperatura. Así, la entalpía específica h y energía interna específica u son :

$$h = c_p \cdot T \quad (3.6)$$

$$u = c_v \cdot T \quad (3.7)$$

c_p y c_v son las capacidades caloríficas específicas del gas a presión y volumen constantes, respectivamente. Reemplazando lo anterior en el balance de energías propuesto según la figura 3.3 (despreciado los términos de energía cinética y potencial).

$$dQ + (c_p T_{in} \dot{m}_{in} - c_p T_{out} \dot{m}_{out}) = dW + c_v d(mT) \quad (3.8)$$

Dado lo señalado en el gráfico de temperaturas en la figura 3.1, en cada uno de los 5 componentes la temperatura del gas que entra, del que sale y aquel que se encuentra en la celda son iguales, es decir, $T_{in} = T_{out} = T$. Junto a eso, por conservación de masa, las diferencias de flujo masico son iguales a la tasa de acumulación de la masa al interior de la celda, dicho de otro modo, $dm = (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out})$. Así:

$$dQ + c_p T dm = dW + c_v T dm \quad (3.9)$$

Dado que la constante de los gases ideales es $R = c_p - c_v$. Reemplazando dicha expresión en la ecuación (3.9):

$$dQ = dW - RT dm \quad (3.10)$$

Mas aún, se tiene como supuesto de este modelo que se ha alcanzado el estado "estacionario cíclico", lo cual implica que el cambio cíclico en la masa del gas de trabajo (m) es cero para cada una de las celdas. Finalmente, aplicando la ecuación 3.10 a cada una de las celdas isotérmicas (cada uno de los 5 componentes) e integrándolas a lo largo del ciclo, se tiene que:

$$Q_c = W_c \quad (3.11)$$

$$Q_e = W_e \quad (3.12)$$

$$Q_k = 0 \quad (\text{dado que } W_k = 0) \quad (3.13)$$

$$Q_h = 0 \quad (\text{dado que } W_h = 0) \quad (3.14)$$

Sin olvidar que para un Regenerador ideal, el intercambio de calor entre la matriz de este y el gas de trabajo es interno y, por lo tanto, no hay transferencia de calor desde o hacia el exterior, es decir, $Q_r = 0$.

Por último, la eficiencia del ciclo es:

$$n = \frac{W_{tot}}{Q_e} \quad (3.15)$$

Como dicta el sentido común, para equipos destinados al intercambio de calor las ecuaciones 3.13 y 3.14 deben ser distintas de cero. Este problema es causado por la definición en sí misma del modelo, en donde las paredes de los espacios de expansión y compresión son isotérmicas, esto causa que el intercambio de calor tenga lugar por dichas paredes. A decir verdad, en máquinas reales, los espacios de compresión y expansión tenderán a ser adiabáticos en lugar de isotérmicos.[19]

3.1.1.1. Análisis de Schmidt

Como se muestra en la ecuación (3.5), para obtener trabajo y calor transferido es necesarios poseer expresiones para V_e y V_c . Estas se pueden obtener a partir del ángulo de giro del eje al cual están unidos los pistones. Así, se realiza el siguiente cambio de variable:

$$Q_e = W_e = \oint p \frac{dV_e}{d\theta} d\theta \quad (3.16)$$

$$Q_c = W_c = \oint p \frac{dV_c}{d\theta} d\theta \quad (3.17)$$

En 1871, Gustav Schmidt obtuvo las soluciones para estas ecuaciones, bajo el supuesto en que las variaciones de volúmenes obedecen un comportamiento sinusoidal [19]. Este supuesto, como se indicó en la Sección 2.2.2 y en la figura 3.1, conduce a suponer que el pistón se mueve de forma continua, lo cual no se cumple en la realidad.

Mas aún, dependiendo del método de unión del pistón al eje que recibe la potencia generada, se pueden lograr distintas expresiones para las variaciones de volúmenes dependientes del ángulo de giro de dicho eje, es decir, se pueden lograr diferentes ecuaciones para $V_e(\theta)$ y $V_c(\theta)$.

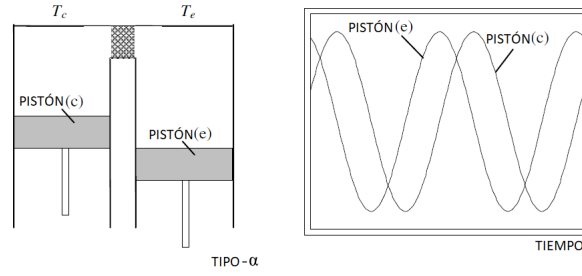


Figura 3.4: Variaciones de volúmenes para un motor tipo α . Obtenido de [18].

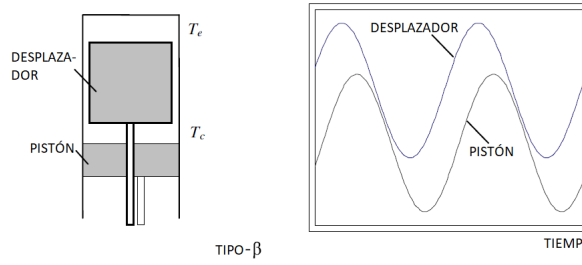


Figura 3.5: Variaciones de volúmenes para un motor tipo β . Obtenido de [18].

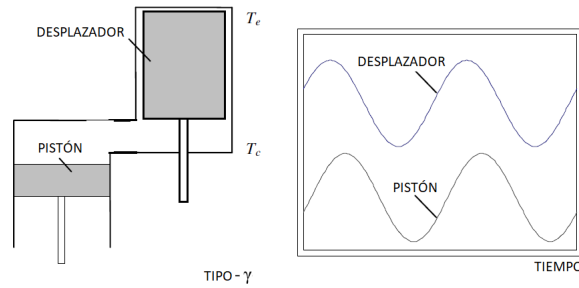


Figura 3.6: Variaciones de volúmenes para un motor tipo γ . Obtenido de [18].

Así para cada configuración de motor, se tiene que [18]:

Configuración α :

$$V_e(\theta) = \frac{V_{SE} \cdot (1 - \cos(\theta))}{2} + V_{DE} \quad (3.18)$$

$$V_c(\theta) = \frac{V_{SC} \cdot (1 - \cos(\theta - \alpha))}{2} + V_{DC} \quad (3.19)$$

Configuración β y γ :

$$V_e(\theta) = \frac{V_{SE} \cdot (1 - \cos(\theta))}{2} + V_{DE} \quad (3.20)$$

$$V_c(\theta) = \frac{V_{SE} \cdot (1 + \cos(\theta))}{2} + \frac{V_{SC} \cdot (1 - \cos(\theta - \alpha))}{2} + V_{DC} \quad (3.21)$$

Aquí V_e y V_c se definen como una función dependiente del ángulo de giro θ del eje de transmisión o cigüeñal durante el ciclo, en conjunto con las constantes de V_{SE} y V_{SC} que corresponden a los volúmenes totales barridos por el pistón y/o desplazador en cada uno de los espacios, V_{DE} y V_{DC} definidos como los volúmenes muertos en dichos espacios y α que es el ángulo de desfase entre los pistones o entre el pistón y el desplazador.

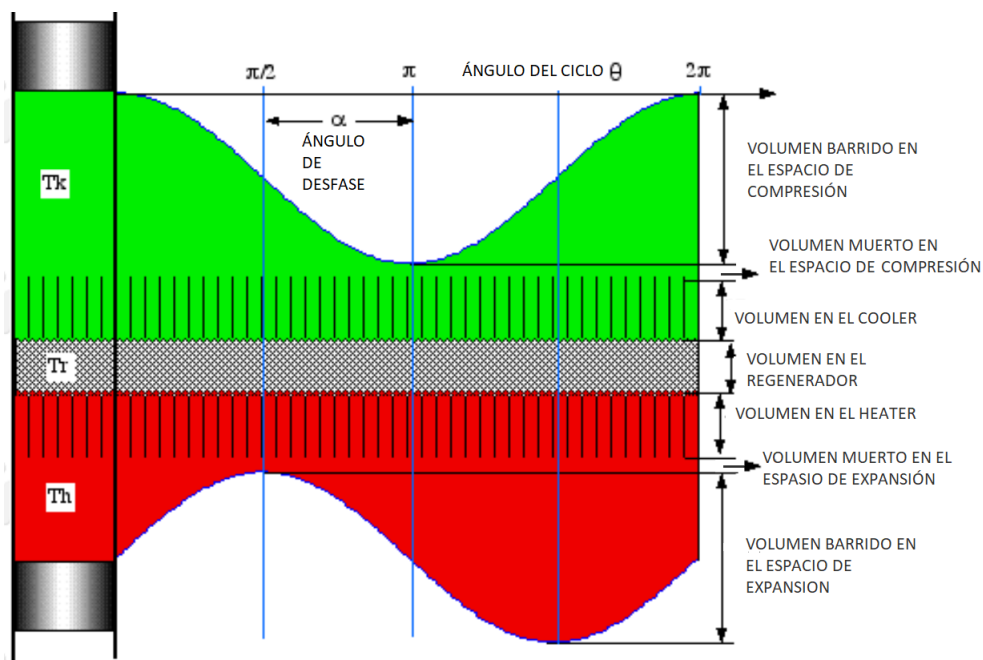


Figura 3.7: Distintos volúmenes considerados en el análisis de Schmidt (con $\alpha = 90^\circ$). Modificado de [19].

En resumen, los principales supuestos de este análisis son [9][20]:

- Se asume un ciclo ideal, es decir, reversibles. Por tanto, no se consideran fugas de fluido de trabajo ni pérdidas de carga.
- Los procesos de expansión y compresión son isotérmicos.
- El gas de trabajo se modela como gas ideal.
- El proceso de regeneración es perfecto (Regenerador ideal) y no existen gradientes de temperatura en los intercambiadores de calor (intercambio perfecto).
- Los espacios muertos de expansión se encuentran a la misma temperatura constante que el gas en el espacio de expansión.

- Los espacios muertos de compresión se encuentran a la misma temperatura constante que el gas en el espacio de compresión.
- La temperatura en el regenerador y espacios muertos de este equipo son constantes.
- La velocidad de la máquina es constante y los procesos tienen comportamiento estacionario.
- Las variaciones de los volúmenes en los espacios de trabajo son sinusoidales

3.1.2. Modelo Adiabático

Como se demostró anteriormente el análisis isotérmico ideal conduce a que los intercambiadores de calor sean redundantes, por ello, dicho modelo no puede utilizarse para estudiar el comportamiento de una máquina real. En este nuevo modelo los espacios de compresión y expansión se suponen adiabáticos en lugar de isotérmicos. Debido a la naturaleza de las ecuaciones por desarrollar no existe una solución de forma cerrada para este modelo y se tiene que recurrir a herramientas computacionales.

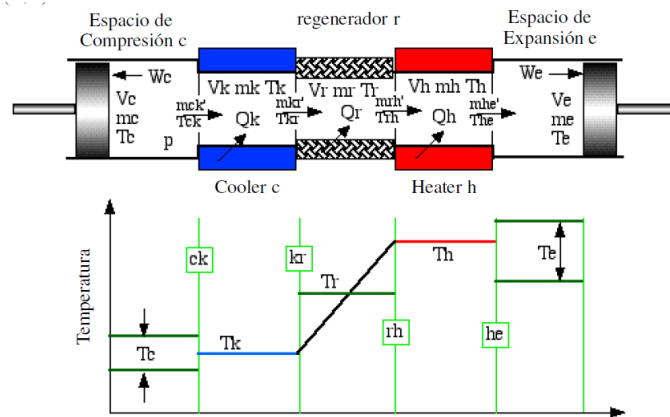


Figura 3.8: Modelo adiabático. Modificado de [9].

Como se señala en la figura 3.8 también se cuenta con 5 espacios o subsistemas para el desarrollo de las ecuaciones correspondientes a este modelo. Nuevamente cada variable se identifica según subíndices con la letra relativa al subsistema (c, k, r, h, e) que representa las cinco celdas, y un sufijo doble (ck, kr, rh, he) que representa las cuatro interfaces entre las celdas. Se define, además, el operador derivativo \mathbf{d} así, por ejemplo, $\mathbf{d}m$ se refiere a la derivada de masa $\frac{dm}{d\theta}$, donde θ es el ángulo, durante el ciclo, del cigüeñal al que se unen los pistones. Realizando un balance de energía similar al caso isotérmico, se obtiene el siguiente conjunto de ecuaciones:

Presión

Sustituyendo las relaciones de gas ideal $R = c_p - c_v$ y $\gamma = c_p/c_v$:

$$p = \frac{m \cdot R}{\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e}} \quad (3.22)$$

$$dp = \frac{-\gamma p \left(\frac{dV_c}{T_{ck}} + \frac{dV_e}{T_{he}} \right)}{\frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}}} \quad (3.23)$$

Masas

Para $i = \{c, k, r, h, e\}$:

$$m_i = \frac{p \cdot V_i}{R \cdot T_i} \quad (3.24)$$

Por otro lado, las variaciones en la masa de cada subsistema son:

$$dm_c = \frac{p dV_c + \frac{V_c dp}{\gamma}}{R \cdot T_{ck}} \quad (3.25)$$

$$dm_k = \frac{m_k dp}{p} \quad (3.26)$$

$$dm_r = \frac{m_r dp}{p} \quad (3.27)$$

$$dm_h = \frac{m_h dp}{p} \quad (3.28)$$

$$dm_e = \frac{p dV_e + \frac{V_e dp}{\gamma}}{R \cdot T_{eh}} \quad (3.29)$$

Flujos Másicos

$$\dot{m}_{ck} = -dm_c \quad (3.30)$$

$$\dot{m}_{kr} = \dot{m}_{ck} - dm_k \quad (3.31)$$

$$\dot{m}_{he} = -\mathbf{d}m_e \quad (3.32)$$

$$\dot{m}_{he} = \dot{m}_{he} + \mathbf{d}m_h \quad (3.33)$$

Condiciones de Temperatura

En la figura 3.8 se señala que la temperatura en los espacios de compresión T_c y expansión T_e no es constante, sino que varía durante el ciclo, por lo tanto, la temperatura en las interfaces dependerá desde qué subsistema se origine el caudal másico que fluye por la interfase. Así:

$$T_{ck} = \begin{cases} T_c & \text{si } \dot{m}_{ck} > 0 \\ T_k & \text{otro caso} \end{cases} \quad (3.34)$$

$$T_{he} = \begin{cases} T_h & \text{si } \dot{m}_{he} > 0 \\ T_e & \text{otro caso} \end{cases} \quad (3.35)$$

Temperaturas

Las ecuaciones para la obtención de las temperaturas de los espacios de expansión y compresión se señalan a continuación, mientras que T_r se define con la ecuación 3.3. Entonces:

$$\mathbf{d}T_c = T_c \cdot \left(\frac{\mathbf{d}p}{p} + \frac{\mathbf{d}V_c}{V_c} - \frac{\mathbf{d}m_c}{m_c} \right) \quad (3.36)$$

$$\mathbf{d}T_e = T_e \cdot \left(\frac{\mathbf{d}p}{p} + \frac{\mathbf{d}V_e}{V_e} - \frac{\mathbf{d}m_e}{m_e} \right) \quad (3.37)$$

Calor

$$\mathbf{d}Q_k = \frac{V_k \mathbf{d}p c_v}{R} - c_p (T_{ck} \dot{m}_{ck} - T_k \dot{m}_{kr}) \quad (3.38)$$

$$\mathbf{d}Q_r = \frac{V_r \mathbf{d}p c_v}{R} - c_p (T_{kr} \dot{m}_{kr} - T_r \dot{m}_{rh}) \quad (3.39)$$

$$\mathbf{d}Q_h = \frac{V_h \mathbf{d}p c_v}{R} - c_p (T_{rh} \dot{m}_{rh} - T_h \dot{m}_{he}) \quad (3.40)$$

Trabajo

$$W = W_c + W_e \quad (3.41)$$

$$dW = dW_c + dW_e \quad (3.42)$$

$$dW_e = p dV_e \quad (3.43)$$

$$dW_c = p dV_c \quad (3.44)$$

Eficiencia

$$\eta = \frac{W}{Q_e} \quad (3.45)$$

Debido a la no linealidad de las ecuaciones se debe llegar a una solución numérica que dependerá de las configuraciones y geometría específicas del motor, de los intercambiadores de calor, elección del gas de trabajo y las condiciones de operación específicas. Por ello, además de los parámetros constantes, hay 22 variables y 16 derivadas que deben resolverse en un ciclo completo o giro completo del eje ($\theta = [0, 2\pi]$).

3.1.3. Modelo Simplificado

A fin de lograr un análisis más detallado, Urieli [19] implementó correcciones al modelo adiabático logrando una mayor exactitud en el análisis de la transferencia de calor. En este análisis los intercambiadores se simulan como equipos no ideales, es decir, la temperatura del gas de trabajo al interior del intercambiador se encuentra a una temperatura diferente de la pared con la que se encuentran en contacto (pared que extrae o entrega el calor al fluido). Mas aún, aquí se incorporan las pérdidas de calor ocurridas en el regenerador dado posibles fugas de calor en la pared. Por último, se incluyen las pérdidas por fricción ocurridas durante el funcionamiento del motor.

3.1.3.1. Análisis del Regenerador

El Regenerador es, en términos simples, un equipo que trabaja de forma cíclica. Inicialmente el fluido a altas temperaturas cruza a través del Regenerador, moviéndose desde la zona caliente hacia la fría, a medida que esto ocurre transfiere parte de su calor al Regenerador, el cual lo almacena. Esto se conoce como "un solo golpe". Posteriormente dicho calor es devuelto al gas frío que fluye en el sentido inverso, es decir, desde el Enfriador hacia el Calentador. tanto, en un análisis estacionario la transferencia neta de calor por ciclo es cero. [19]

Es en base a dichos conceptos que la eficiencia en el regenerador se define como la razón entre la cantidad de calor transferida hacia el regenerador desde el gas caliente durante un

solo golpe” y la cantidad de calor equivalente transferida al Regenerador en el modelo adiabático. [19]

Para evaluar la eficiencia del regenerador se utilizan perfiles de temperaturas lineales como se señala en la figura 3.9 . En dicha figura se pueden observar las corrientes de gas caliente y frías que pasan por el equipo. T_h y T_k representan las temperaturas medias efectivas del gas en el espacio del calentador y enfriador, respectivamente. T_{h1} y T_{h2} corresponden a las temperaturas de entrada y salida del gas de trabajo cuando se desplaza desde el Calentador hacia el Enfriador, mientras que T_{k2} y T_{k1} simbolizan la temperatura de entrada y salida del fluido cuando se mueve desde el Enfriador al Calentador.

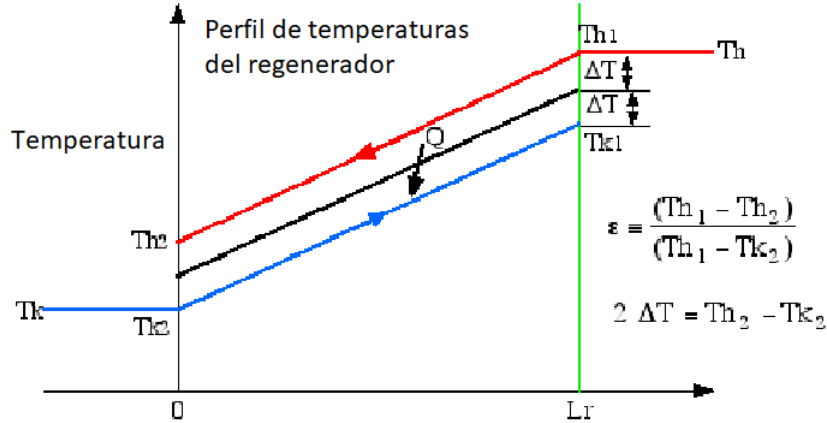


Figura 3.9: Análisis simple del regenerador. Modificado de [19]

Así, en base a la figura 3.9 y la definición antes mencionada de la eficiencia para el Regenerador de un motor Stirling, se tiene que:

$$\epsilon = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{h1} - T_{k2}} = \frac{1}{1 + \frac{2\Delta T}{T_{h1} - T_{h2}}} \quad (\text{Donde } 2\Delta T = T_{h2} - T_{k2}) \quad (3.46)$$

Ahora, asumiendo que el calor \dot{Q}_r extraído del gas de trabajo caliente, a medida que cruza por el regenerador, es igual al que se transfiere hacia dicho equipo y, posteriormente, es devuelto al flujo frío. Se tiene que:

$$\dot{Q}_r = c_p \dot{m} (T_{h1} - T_{h2}) = 2 \cdot h \cdot A_{wg} \cdot \Delta T \quad (3.47)$$

Donde h es el coeficiente de transferencia de calor general (*corriente caliente* \rightarrow *matriz* \rightarrow *corriente fría*), A_{wg} se refiere al área mojada del Regenerador, c_p el calor específico a presión constante, y \dot{m} el caudal másico que se mueve a través del Regenerador. Así reescribiendo la expresión 3.46:

$$\epsilon = \frac{1}{1 + \frac{c_p \dot{m}}{hA_{wg}}} \quad (3.48)$$

Y teniendo en cuenta que el número de unidades de transferencia (NTU) se define como:

$$NTU = \frac{hA_{wg}}{c_p \dot{m}} \quad (3.49)$$

La eficiencia descrita en la ecuación 3.48 se puede expresar como:

$$\epsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (3.50)$$

Así, la pérdida de calor por intercambiador no ideal se estima como se señala en la ecuación 3.51, donde $Q_{r_{max}}$ y $Q_{r_{min}}$ corresponden al máximo y mínimo calor transferido al intercambiador durante el ciclo.

$$Q_{r_{pérdida}} = \epsilon \cdot (Q_{r_{max}} - Q_{r_{min}}) \quad (3.51)$$

Por otro lado, la fuga de calor a través de la pared se representa como se señala a continuación, donde $cqwr$ corresponde a la conductancia térmica de la pared del Regenerador, mientras que T_{wh} y T_{wk} corresponden a las temperaturas de la pared del Calentador y Enfriador, respectivamente.

$$Q_{r_{fuga}} = cqwr \cdot (T_{wh} - T_{wk}) \quad (3.52)$$

3.1.3.2. Análisis de los intercambiadores de calor

Como se observa en la figura 3.10, considerar los intercambiadores de calor como equipos no ideales conduce a una temperatura del gas caliente T_h más baja que la temperatura de la pared del Calentador T_{wh} y, en forma similar, a una temperatura del gas frío T_k mayor a la pared del Enfriador T_{wk} .

En consecuencia, se logran expresiones que relacionan la temperatura del gas y la temperatura de la pared del intercambiador en que se encuentre. Dichas ecuaciones se resuelven de forma iterativa utilizando los valores de Q_h y Q_k que se obtienen mediante el análisis adiabático ideal. Es relevante destacar que en esta iteración no se consideran las pérdidas asociadas a ningún equipo. Es así como se tiene para el Calentador:

$$T_h = T_{wh} - \frac{Q_h \cdot freq}{h_h \cdot Awg_h} \quad (3.53)$$

En cambio, para el Enfriador:

$$T_k = T_{wk} - \frac{Q_k \cdot freq}{h_k \cdot Awg_k} \quad (3.54)$$

Donde el subíndice h corresponde al Calentador y k al Enfriador. Además, h es el coeficiente de transferencia de calor por convección, Awg simboliza el área mojada del intercambiador de calor y $freq$ es la frecuencia de operación del motor.

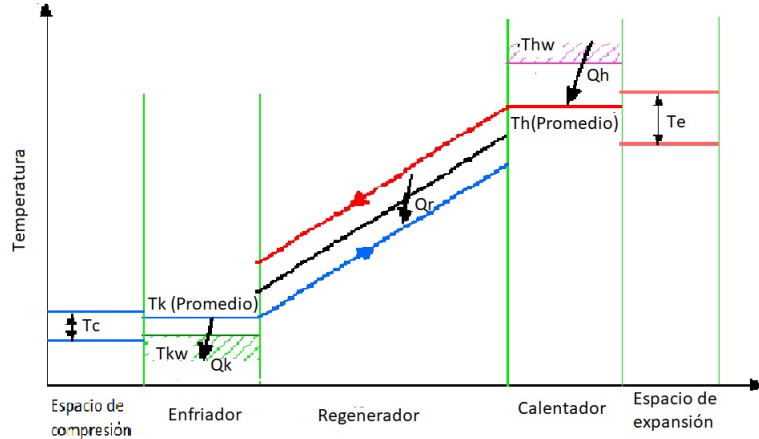


Figura 3.10: Análisis simple de los intercambiadores de calor. Modificado de [19]

3.1.3.3. Pérdidas por bombeo

Las pérdidas por bombeo se estiman de la siguiente forma [19]:

$$W_p = \int_0^{2\pi} \left(\sum_{i=1}^3 \Delta p_i \frac{dV_e}{d\theta} \right) d\theta \quad (3.55)$$

En dicha expresión Δp_i corresponde a la caída de presión en el intercambiador de calor i y debe su origen a la fricción que sufre el gas de trabajo a medida que se desplaza por las superficies de cada intercambiador. En el presente trabajo la caída de presión se estimará de dos formas, las cuales dependerán de la geometría del intercambiador analizado. Estas son:

$$\Delta p = \frac{-2 \cdot f' \cdot \mu \cdot u \cdot V}{dh^2 \cdot A} \quad (3.56)$$

Donde f' corresponde al coeficiente de fricción de Reynolds (multiplicación el Número de Reynolds por el Coeficiente de fricción f), μ es la viscosidad dinámica, u es la velocidad del fluido, A corresponde al área de sección transversal, dh es el diámetro hidráulico y V el

volumen vacío al interior del intercambiador.

Por otro lado, en el caso particular en que se tengan banco de tubos en línea con aletas. La pérdida de presión se estimará haciendo uso del número de Euler. Donde ρ corresponde a la densidad y u_{max} es la velocidad en la sección transversal más pequeña.

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho \cdot u_{max}^2} \quad (3.57)$$

3.2. Parámetros de escala y factor de fricción de Reynolds

Los números adimensionales presentes en la simulación se señalan a continuación

3.2.1. Diámetro hidráulico

Este parámetro adimensional engloba la relación entre el volumen vacío del intercambiador V y su área húmeda A_{wg} . [19]

$$dh = \frac{4 \cdot V}{A_{wg}} \quad (3.58)$$

3.2.2. Número de Reynolds

Este número considera la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas, más aún determina el régimen del flujo. [19]

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot dh}{\mu} \quad (3.59)$$

En esta ecuación ρ es la densidad del gas de trabajo, u corresponde a su la velocidad media, μ es la viscosidad dinámica del gas y dh es el diámetro hidráulico.

3.2.3. Número de Stanton

El número adimensional de Stanton es comúnmente utilizado para caracterizar a transferencia de calor en flujos de convección forzada. Este indica la relación entre la transferencia de calor por convección y la capacidad térmica del fluido que fluye [19]. Se presenta a continuación una de sus versiones, definida a partir de otros parámetros adimensionales:

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \quad (3.60)$$

Para el caso de Regeneradores con matriz de tipo malla se utiliza la relación de Kays y London (edición 1955) [19]:

$$St = \frac{0.46 \cdot Re^{-0.4}}{Pr} \quad (3.61)$$

Además según Allan Organ en su libro "El regenerador y el motor Stirling"(1997) este parámetro se puede relacionar, para el caso de motores Stirling, con el factor de fricción f dado que $St = f/2$. [19]

3.2.4. Número de Prandtl

Este representa la relación entre las capas límite viscosa y térmica [19]. El número de Prandtl se obtiene como:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (3.62)$$

En donde c_p corresponde a la capacidad calorífica específica del gas de trabajo a presión constante, μ es la viscosidad dinámica del gas y k es la conductividad térmica del gas de trabajo.

3.2.5. Número de Nusselt

Este parámetro adimensional compara la transmisión de calor por convección desde una superficie por donde el fluido circula y la transferencia de calor que existiría solo por conducción [21].

En términos generales es:

$$Nu = \frac{h \cdot dh}{k} \quad (3.63)$$

En donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección, dh es el diámetro hidráulico y k es la conductividad térmica del gas de trabajo. Para el caso de intercambiadores de calor tipo tubo con aletas independientes anulares se tiene una relación más específica [13], esta es:

$$Nu = 0.38 \cdot Re_{D,max}^{0.6} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{A_{tubos} + A_{aletas}}{A_{tubos}} \right)^{-0.15} \quad (3.64)$$

Aquí A_{tubos} corresponde al área externa del banco de tubos sin considerar las aletas, A_{aletas} es el área exterior total incluyendo las aletas, Pr es el número de Prandtl $Re_{D,max}$ corresponde valor de Reynold donde la velocidad del fluido es máxima.

3.2.6. Número de Euler

Para el caso en que se tienen intercambiadores de calor se el número de Euler se obtiene de [22] a partir de las siguientes relaciones. Para el caso de tubos en línea:

$$F = \frac{1}{4 \cdot \frac{df}{d} + 1} \quad (3.65)$$

$$Eu = 0.536 \cdot Re^{-0.23} \cdot \left(\frac{A_{aletas}}{A_{tubos}}\right)^{0.068} \cdot F^{-0.343} \cdot \left(\frac{S_t}{S_d}\right)^{-2.18} \cdot N_L \quad (3.66)$$

En este caso df corresponde al diámetro del tubo considerando las aletas y d al diámetro sin considerarlas, A_{tubos} corresponde al área externa del banco de tubos sin considerar las aletas, A_{aletas} es el área exterior total incluyendo las aletas, S_t corresponde a la distancia transversal entre tubos y S_d a la longitudinal, finalmente N_L simboliza la cantidad de tubos longitudinales al flujo.

3.2.7. Factores de fricción de Reynolds

Se tiene diferentes expresiones de este valor dependiendo de la geometría por donde fluye el gas de trabajo[19]. En el caso de intercambiador de calor en donde el fluido se desplaza en al interior de una tubería:

$$f' = \begin{cases} Re/64 & \text{si } Re < 2000 \\ 0.0791 \cdot Re^{0.75} & \text{otro caso} \end{cases} \quad (3.67)$$

En el caso de un Regenerador en del tipo "wrapped foil":

$$f' = \begin{cases} 24 & \text{si } Re < 2000 \\ 0.0791 \cdot Re^{0.75} & \text{otro caso} \end{cases} \quad (3.68)$$

Cuando el Regenerador es de tipo malla:

$$f' = 54 + 1.43 \cdot Re^{0.78} \quad (3.69)$$

Para cualquier otro caso:

$$f' = 0.0791 \cdot Re^{0.75} \tag{3.70}$$

Capítulo 4

Lineamientos y bases para la modelación de segundo orden

A fin de estudiar adecuadamente el desempeño de cada uno de los motores a ser simulado, han de establecerse el rango de valores posibles o permitidos durante la operación de los equipos.

4.1. Límites de la modelación

El programa utilizado para simular la potencia entregada por cada motor requiere, además de la información propia del equipo, establecer la temperatura de la fuente de calor, el sumidero frío y el rango de presiones media interna del gas de trabajo en cual se estudiará el equipo. Junto a ello, es necesario establecer cuál será el fluido seleccionado para desempeñar el papel de gas de trabajo.

Fuente de calor

Como ya se mencionó en anteriormente, en este trabajo se pretende estudiar la generación eléctrica utilizando el ciclo Stirling en la localidad de Puyuhuapi. La fuente de calor, requerida por el ciclo que realizarán los prototipos de motor, será agua de origen geotérmico, cuya temperatura se encuentra aproximadamente a $150 [^{\circ} \text{C}]$ ¹.

Con respecto a los valores termodinámicos iniciales, se supondrá que el agua extraída del reservorio geotérmico cuenta con un coeficiente de transferencia de calor de $h = 10.000 [W/m^2K]$ [23]. Junto a ello, en términos hidráulicos, se supondrá un caudal de 5 a 10 L/s². Por último, se despreciarán los efectos que podrían generar los minerales en dicha agua sobre los intercambiadores de calor.

¹ El presente valor es acordado por conversaciones con integrantes del equipo CEGA y el profesor guía

² idem

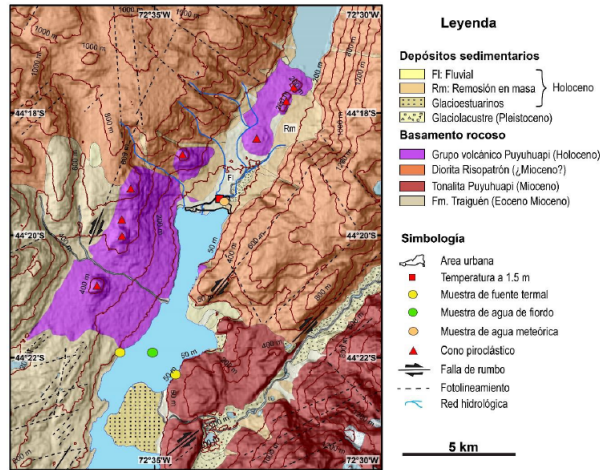


Figura 4.1: Geología del valle de Puyuhuapi (Modificado de Lahsen et al. 1994; Mella and Duhart 2011b). Obtenido de [1]

Sumidero frío

El calor extraído del gas de trabajo durante el ciclo será entregado a agua que se supondrá circulando a $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ por sobre la temperatura ambiental en la zona. Para obtener una caracterización más acertada, se calcula un día representativo de cada mes, esto se logra por medio de información obtenida del Explorador Solar, el cual corresponde a una herramienta pública y detallada que estudia el recurso solar en Chile [24]. Los detalles de la zona estudiada se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 4.1: Información del muestreo realizado por el explorador solar.

Detalle del explorador solar	
País	Chile
Longitud [Grados decimales]	-443.228
Latitud [Grados decimales]	-72.56
Altitud [Grados decimales]	12.0
Periodo de muestreo [dd/mm/aa]	De: 01/01/04 Hasta: 30/12/16

Con ello, se obtiene un día representativo para cada mes. Esto se puede observar en la figura 4.2. Al estudiar esta información se obtiene que la temperatura más frecuente en la zona está entre los $6\text{ a }8\text{ }^{\circ}\text{C}$ y la segunda más frecuente se encuentra a $8\text{ a }10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Así, se tomará como supuesto que la temperatura más frecuente de la zona se encuentra en el promedio de ambas, es decir, a $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ y, por lo tanto, la temperatura del sumidero frío es $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Por último, el coeficiente de transferencia de calor por convección será $h = 300\text{ }[W/m^2K]$ [25]

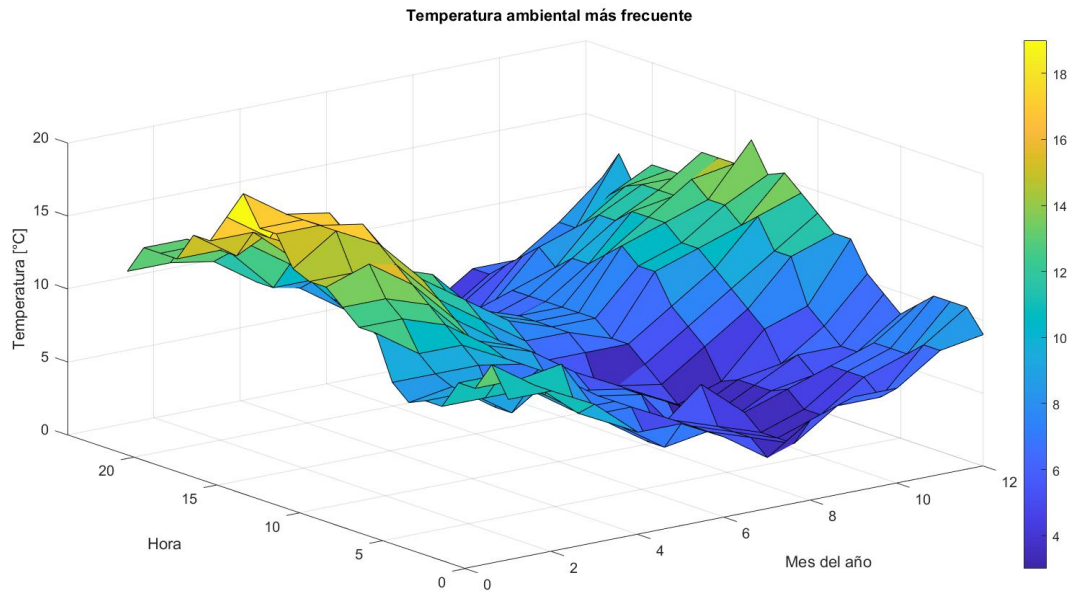


Figura 4.2: Días representativos de cada mes en la zona de Puyuhuapi

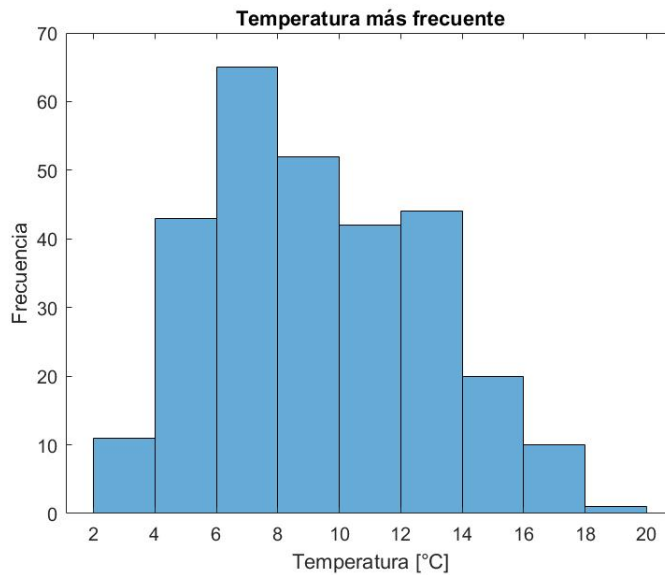


Figura 4.3: Histograma de las temperaturas más frecuentes en la zona

Gas de trabajo

Como se discutió en secciones anteriores, se dispone de tres tipos de gases Hidrogeno, Helio y Aire. El primero se descarta debido a su efecto en los metales, el segundo se elimina dado que es requiere sellar el equipo de forma mucho más rigurosa y, por tanto, implica un aumento en los costos de fabricación del equipo. Es así como se selecciona aire como gas de trabajo para todos los prototipos.

Presión media interna

El rango de presiones a modelar determina el espesor de los cilindros en cada uno de los prototipos de motor en la simulación, por ello, debe determinarse un rango tal que no implique un espesor exagerado. Para estimar dichos valores se utilizan las relaciones indicadas por el ASME para recipientes sometidos a presión interna [26].

A partir de ello se determina que el espesor mínimo requerido de las carcasas bajo presión interna no debe ser menor que el calculado por las siguientes fórmulas; para esfuerzos circunferenciales se tiene la ecuación 4.1, mientras que para esfuerzos longitudinales se calcula el espesor requerido con la ecuación 4.2.

$$t_c = \frac{p \cdot R}{(S_y/n) \cdot E - 0.6 \cdot p} \quad (4.1)$$

$$t_l = \frac{p \cdot R}{2 \cdot (S_y/n) \cdot E + 0.4 \cdot p} \quad (4.2)$$

En donde p es la presión permitida de diseño, E es la eficiencia de la unión ($E=0.6^3$), R es el radio interno de la carcasa, S_y límite de elasticidad (350 [MPa] para SAE 1020) y t espesor mínimo requerido para la carcasa. Con todo lo anterior se estudian los espesores necesarios para radios desde 35 a 500 [mm]. En un rango de presiones que varían desde 1 a 20 [bar].

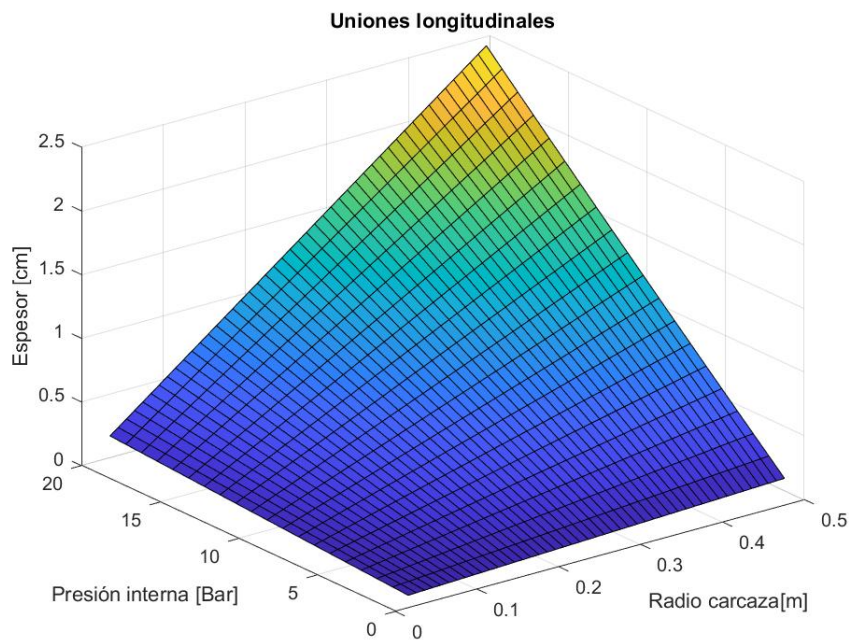


Figura 4.4: Espesores recomendados según esfuerzos longitudinales (uniones circunferenciales)

³ Tabla UW-12, pag 121. ASME VIII Div 1 2019

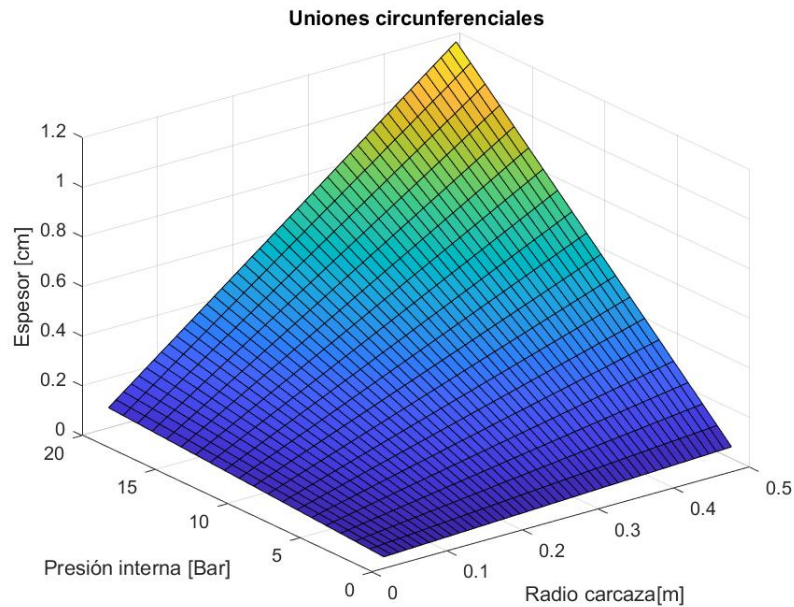


Figura 4.5: Espesores recomendados según esfuerzos circunferenciales (uniones longitudinales)

Entonces, dado la información señalada en las figuras 4.4 y 4.5 se decide simular los prototipos entre 1 y 5 [bar], por otra parte, se supondrá la presión interna de diseño como el doble del máximo del rango, es decir, 10 [bar]. Con ello se obtiene los espesores que se detallarán en secciones posteriores.

Tabla 4.2: Resumen de los supuestos para los distintos motores (construidos con SAE 1020).

Resumen de los supuestos	
Eficiencia mecánica	0.8
Temperatura fuente fría	18 [°C]
Coefficiente de transferencia por convección (agua fría)	300 [W/m ² K]
Temperatura fuente caliente	150 [°C]
Coefficiente de transferencia por convección (agua caliente)	10.000 [W/m ² K]
Gas de trabajo	Aire
Rango de presiones	1-5 [bar]

Potencia objetivo y eficiencia del mecanismo Por indicaciones y acuerdos llevados a cabo durante reuniones con el personal del Centro de Excelencia en Geotermia de los Andes y el profesor guía se decide proponer como potencia objetivo 1[kW]. Se supondrá una eficiencia del mecanismo del 80 % [9].

4.2. Selección de los prototipos a modelar

4.2.1. Selección de las configuraciones

Los motores Stirling cinemáticos, como se mencionó previamente, pueden clasificarse en tres configuraciones generales, α , β y γ . Sin embargo, no todas las configuraciones son óptimas para las temperaturas utilizadas durante esta simulación. Por ello, se deben seleccionar solo aquellas configuraciones adecuadas al contexto de aplicación esperado. Para realizar este proceso se emplea el enfoque desarrollado por James R Senft [27], el cual fue posteriormente complementado por Chin-Hsiang Cheng y Hang-Suin Yang [28].

En el razonamiento detallado durante esta sección se introduce un grupo de parámetros dominantes que engloban características geométricas u operacionales de los motores Stirling, estos son: eficiencia mecánica (E), ángulo de desfase (α), razón de volúmenes barridos (k), razón de volumen muerto (χ) y la razón de temperaturas (τ). Donde:

$$k = \frac{V_{SC}}{V_{SE}} \quad (4.3)$$

$$\tau = \frac{T_c}{T_e} \quad (4.4)$$

$$\chi = \frac{V_D}{V_{SE}} \quad (4.5)$$

Con ello se puede estudiar el impacto que tienen dichas variables en el trabajo indicado, trabajo forzado y el trabajo al eje. El trabajo indicado W corresponde a aquel obtenido por medio de las ecuaciones 3.5 y 3.41 (dependiendo del análisis realizado), mientras que el trabajo forzado W_- corresponde a la pérdida de potencia que tiene lugar debido a la presión buffer (mostrado en la figura 2.17). Finalmente, es la relación entre estos dos trabajos la que determina el trabajo que efectivamente se transmite al eje W_s .

A razón de simplicidad Chin-Hsiang Cheng y Hang-Suin Yang adimensionalizan los trabajos según lo mostrado en las ecuaciones (4.6), (4.7) y (4.8). Esta adimensionalización se realiza usando la fuente de temperatura caliente T_e , masa total del fluido de trabajo m y la constante de los gases R [$kJ/(kgK)$][27][18]. Así, para un determinado valor de trabajo, más masa del fluido de trabajo o mayor temperatura caliente, se tiene un trabajo más alto.

$$\bar{W}_s = \frac{W_s}{m \cdot T_e \cdot R} \quad (4.6)$$

$$\bar{W} = \frac{W}{m \cdot T_e \cdot R} \quad (4.7)$$

$$\bar{W}_- = \frac{W_-}{m \cdot T_e \cdot R} \quad (4.8)$$

En dichas ecuaciones V_D es volumen muerto total , V_{DE} y V_{DC} los volúmenes de muertos en los espacios de expansión y compresión, respectivamente. T_c y T_e son, a su vez, la temperatura de la fuente frías y caliente. Con todo lo anterior se tienen las siguientes figuras

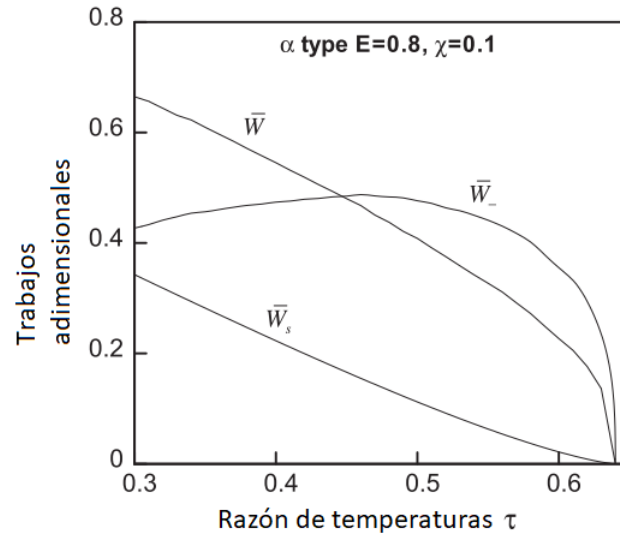


Figura 4.6: Trabajos adimensionales para un motor de configuración α ($E = 0.8, k = 0.5, \chi = 0.1, \alpha = 80^\circ$). Modificado de [18].

Para el contexto de aplicación la razón de temperaturas es $\tau = 0.69$. Por consiguiente, el motor de configuración α es excluido de la simulación dado que el trabajo al eje se vuelve negativo para valores de τ superiores a 0.63. En motores tipo β el máximo valor para \bar{W}_s se obtiene a menores τ , pero su trabajo al eje continua positivo para valores cercanos a 0.69. Mas aún, las pequeñas dimensiones de este motor es una ventaja por considerar cuando se requiere unir varios de ellos. Por último, el motor de configuración γ logra su mayor \bar{W}_s a valores de τ mucho más cercanos a 0.69, con lo cual se concluye que esté tipo de motor es más adecuado para la aplicación a estudiar. Por todo lo antes dicho se seleccionan los motores tipo β y γ .

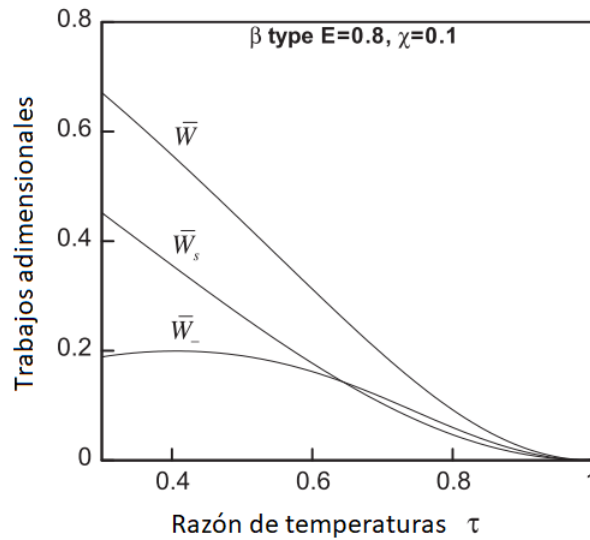


Figura 4.7: Trabajos adimensionales para un motor de configuración beta ($E = 0.8, k = 1.2, \chi = 0.1, \alpha = 30^\circ$). Modificado de [18].

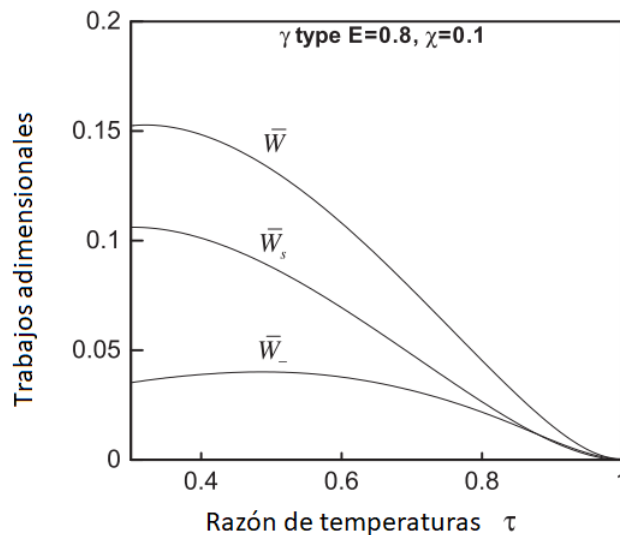


Figura 4.8: Trabajos adimensionales para un motor de configuración gama ($E = 0.8, k = 1.0, \chi = 0.1, \alpha = 100^\circ$). Modificado de [18].

4.2.2. Posibilidades de disposición

Para aprovechar el potencial existente en el reservorio geotérmico se han de unir varios motores ya sean del tipo β o γ , a partir de lo encontrado en la literatura existen dos alternativas diseñadas para el contexto geotérmico; la primera de ellas se muestra en las figuras 4.9 y 4.10 y fue diseñada por Mirosław Janowski [23]. La segunda corresponde a lo señalado en la figura 4.10 y fue propuesta por Ivo Kolin, Sonja Kosack-Kolin y Miroslav Gloub [5].

Una opción alternativa es propuesta por Navarrete [10] y Sánchez [9], estos autores, en

forma separada proponen el uso de motores individuales (como los que se observan en la figura 4.10) en donde Navarrete propone disponer de aire a elevada presión, mientras que Sánchez en su lugar, postula seleccionar gases de trabajo con mayor capacidad calorífica a menor presión (Helio) sacrificandose a la necesidad de un sistema de sellado mas elaborado.

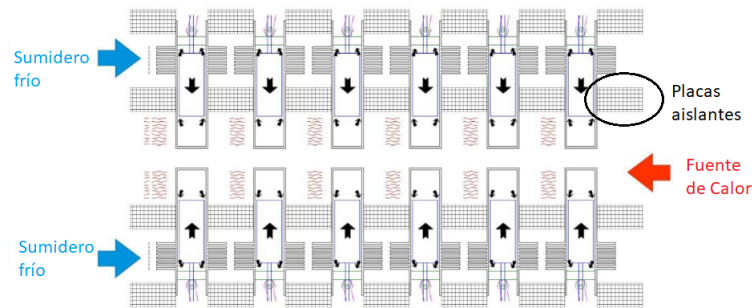


Figura 4.9: Unión de motores tipo β para formar un módulo para generación eléctrica con fuentes geotérmicas. Modificado de [23].

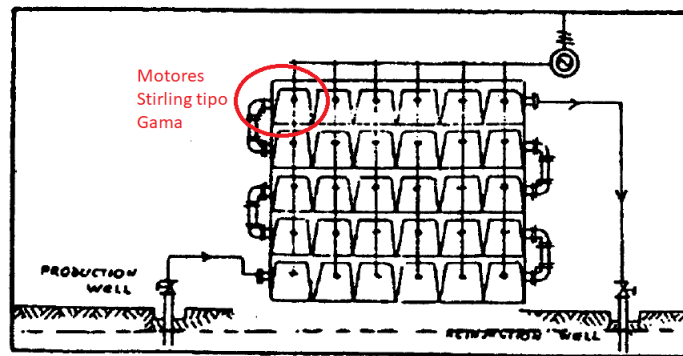


Figura 4.10: Uso de múltiples motores tipo γ para generación a partir de fuentes geotérmicas . Modificado de [5].

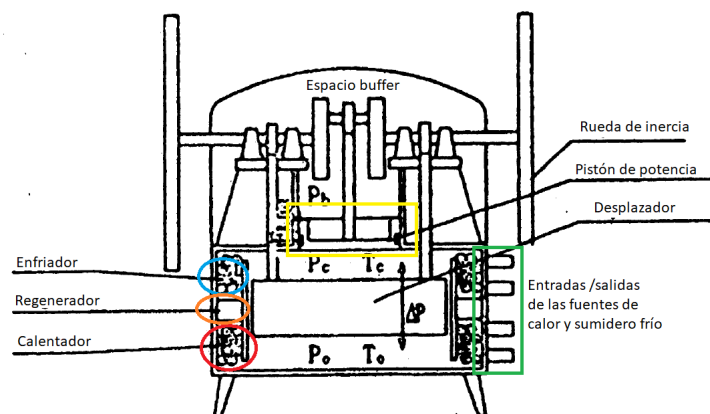


Figura 4.11: Motor tipo γ . Modificado de [5].

En el presente trabajo se ha decidido modelar motores des distintos tamaños para explorar la combinación apropiada de ellos motores o la posibilidad de disponer de solo uno de ellos

operando a condiciones más exigentes. Se buscará simular prototipos de motor tipo β diámetros pequeños (menores a 300 [mm]) principalmente destinados a unirse tal como señala en la figura 4.9 y prototipos del tipos γ con diámetros de hasta 1 [m] similares a lo mostrado en la figura 4.11, persiguiendo una disposición como se muestra en la figura 4.10.

4.2.3. Motores base para la simulación

Los motores base para la simulación se señalan a continuación. El primero de ellos corresponde a un motor tipo β estudiado por Halit Karabulut, Hüseyin Serdar Yücesu, Can Çinar y Fatih Aksoy [29], mientras que el segundo es un motor tipo γ diseñado por J. Sanchez [9]. Ambos prototipos será aumentados en tamaño hasta un 300 % de sus dimensiones originales logrando 11 motores tipo β y 11 motores γ

4.2.3.1. Motor β

Este motor tipo β fue diseñado y manufacturado para trabajar a temperaturas relativamente bajas. Por tanto, el área de la cara interna del cilindro del desplazador (que entrega o extrae el calor) fue incrementada agregando aletas. Este motor es testeado utilizando aire como gas de trabajo, mientras que el cilindro es externamente calentado con una flama LPG a 200[°C]. Simultáneamente, el calor se extrae por medio de una chaqueta de agua a 27[°C] que envuelve el espacio de compresión en el cilindro del desplazador [29]. Lo anterior se puede observar en la figura 4.12.

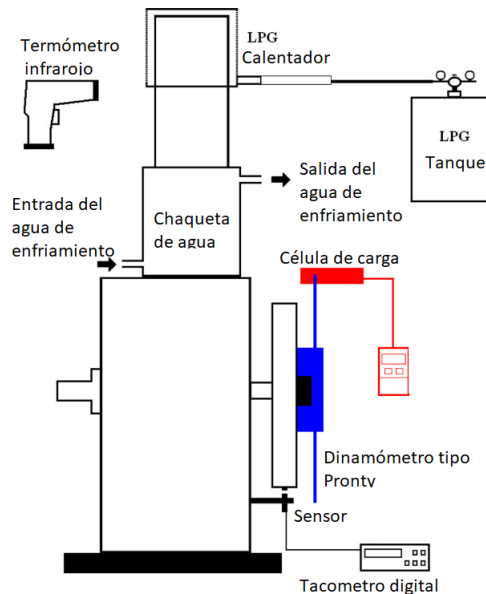


Figura 4.12: Equipo de testeo para motor tipo β . Modificado de [29].

En la prueba inicial realizada para aire a presión ambiental y el cilindro del desplazador con una superficie interior lisa (sin aletas), el motor comenzó a funcionar a una temperatura en la fuente caliente de 93 [°C] y 27 [°C] para el de enfriamiento. Posteriormente, la superficie interna es incrementada con aletas (2 [mm] de ancho y 3[mm] de profundidad) y el motor fué

probado a una temperatura caliente de 200 [°C] y fría de 27 [°C], esto a diferentes presiones hasta 4.6 [bar], durante su estudio la máxima potencia de salida es 51.93 [W] y se logra (para el motor con aletas) a los 2.8 [bar] con 453 [rpm] de velocidad, como se muestra en la figura 4.13.

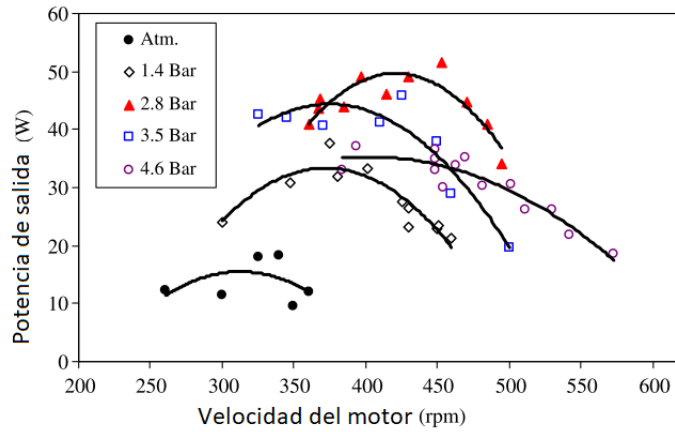


Figura 4.13: Curvas de potencia para el motor β con superficie aumentada (con aletas). Modificado de [29].

Las especificaciones mecánicas del equipo se resumen en la tabla 4.3. Como no se dispone de información detallada sobre el mecanismo de conducción, los prototipos formados a partir de este modelo se simularán utilizando una variación de volúmenes sinusoidal para motores beta desarrollada por Urieli [19].

Tabla 4.3: Especificaciones técnicas del motor testeado. Modificado de [29].

Parámetro	Valor
Tipo de motor	Beta
Pistón de potencia (Diámetro X carrera [mm])	70 X 60
Desplazador (Diámetro X carrera [mm])	69 X79
Fluido de trabajo	Aire
Sistema de enfriado	Agua
Razón de compresión	1.65
Área total de transferencia en el desplazador [cm^2]	1705
Máxima potencia del motor	51.93W (a 453 rpm)

4.2.3.2. Motor γ

Este motor es diseñado para trabajar con un sumidero frío a 20 [°C] y una fuente caliente de 170 [°C], bajo una eficiencia mecánica de 0.8% y utilizando aire como gas de trabajo, a

una presión de $100[kPa]$. Bajo estas condiciones entrega una potencia Peak cercana a los 20 [W] trabajando a una velocidad de 220 [rpm] como se puede ver en la figura 4.14.

El calor ingresa por medio de una resistencia eléctrica de diámetro 10[mm] y aletas anulares de 5 [mm], en este arreglo, el espaciado entre aletas es de 5[mm] y el entre tubos es 8[mm]. Gracias a estas condiciones, para una altura de 100[mm], se obtiene un arreglo de 1X3 tubos (3 es la dirección longitudinal al flujo). Para el sistema de enfriamiento se utiliza un serpentín de cobre liso con un diámetro exterior de 19.27 [mm] y una separación entre tubos de 5[mm]. Por ello, para una altura de 100[mm], se logra un arreglo de 1X4 tubos. El Regenerador en este motor se compone de una malla de porosidad 86 % y un diámetro de alambre de 1 [mm]. La disposición de estos elementos es similar a la mostrada en la figura 4.10

Este motor entrega su potencia al eje por medio de un sistema biela-manivela cuya información general se entrega en la tabla 4.4. Las ecuaciones que gobiernan las variaciones de volumen en cada uno de los cilindros son las desarrolladas por el creador de este diseño [9] y describen el movimiento de los pistones bajo este tipo de conexión.

Tabla 4.4: Resumen detalles técnicos geométricos del motor J. Sánchez. Modificada de [9].

Parámetros	Valor
Diámetro interno carcaza desplazador	317.5 [mm]
Pistón de potencia (Diámetro X carrera [mm])	9 X 140 [mm]
Desplazador (Diámetro X carrera [mm])	250 X 100[mm]
Desfase	90 [°]
Biela pistón/Biela desplazador	200/220 [mm]
Varilla de conexión desplazador	104 [mm]
Altura volumen muerto en cilindro pistón	4[mm]
Altura en volumen muerto en cilindro desplazador	4[mm]
Eficiencia mecánica	80[%]

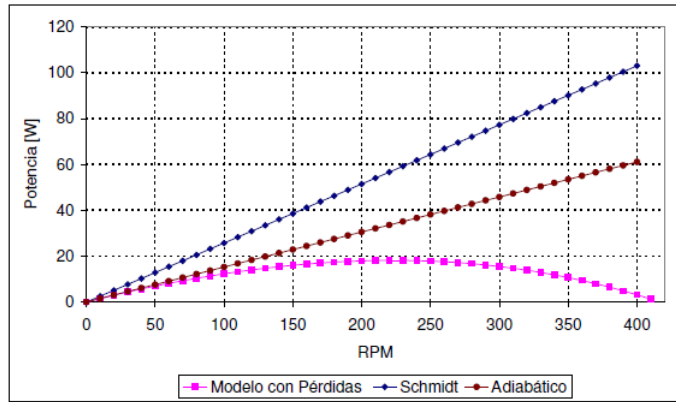


Figura 4.14: Curvas de potencia para el motor tipo γ . Obtenido de [9].

4.3. Diseño mecánico

A continuación, se expresarán las fórmulas utilizadas para determinar y/o comprobar algunos elementos constructivos de los 22 prototipos.

4.3.1. Ecuaciones de equilibrio

Aplicando el principio de D'Alembert, el mecanismo biela-manivela puede ser estudiado desde el punto de vista del equilibrio dinámico y las fuerzas que actúan en él pueden ser determinadas utilizando la aproximación estática [30]. Para el desarrollo de las ecuaciones correspondientes se denominará P a las fuerzas que actúan en el pistón, donde P se compone de la suma de la fuerza P_g dada la presión del gas y P_j correspondiente a la fuerza causada por la inercia.

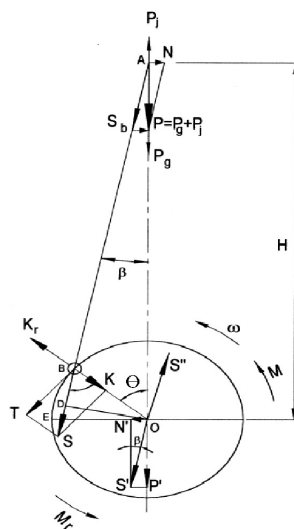


Figura 4.15: Fuerzas y torques actuando en el mecanismo. Obtenido de [30].

Se muestran a continuación las expresiones utilizadas para el diseño estructural de los componentes del mecanismo de transmisión, todo de acuerdo con lo mostrado en la figura 4.15. La fuerza que tiene lugar debido a la diferencia entre la presión p al interior del cilindro y la presión p_o al exterior, se determina según la ecuación 4.9, donde A_p corresponde al área de la cara interna del pistón.

$$P_g = (p - p_o) \cdot A_p \quad (4.9)$$

La fuerza resultado de la inercia que surge a razón del movimiento alternativo de las masas se estiman como se muestra en la ecuación 4.10, donde m_j se refiere a la masa del conjunto del pistón, R al brazo de la manivela, λ a la relación entre la longitud de la biela y el brazo de momento, y θ al ángulo de giro definido como se observa en la figura 4.15.

$$P_j = -m_j \cdot R \cdot \omega^2 (\cos(\theta) + \lambda \cdot \cos(2\theta)) \quad (4.10)$$

Así, la fuerza resultante en el pistón es $P = P_g + P_j$. Con ello se tiene que, la fuerza que existe a lo largo de la biela S_b es:

$$S_b = \frac{P}{\cos(\beta)} \quad (4.11)$$

La fuerza normal al cilindro del pistón es:

$$N = P \cdot \operatorname{tg}(\beta) \quad (4.12)$$

La fuerza a lo largo de la manivela y/o del radio del eje es:

$$K = P \frac{\cos(\theta + \beta)}{\cos(\beta)} \quad (4.13)$$

La fuerza tangencial al brazo R de torque es:

$$T = P \frac{\sin(\theta + \beta)}{\cos(\beta)} \quad (4.14)$$

El torque transferido al eje se determina como:

$$M_t = T \cdot R \quad (4.15)$$

Dado que la simulación entrega el momento transferido al eje las ecuaciones se utilizarán en el sentido inverso a lo que está escrito aquí, para determinar las fuerzas a las cuales se encontrarán sometidas las bielas del pistón y el desplazador, junto con la que transmite a la varilla del desplazador.

4.3.2. Volante de inercia

El cambio de inercia I durante el ciclo se define a partir de la ecuación 4.16. Este valor entrega la energía "excedente" ΔE [10][9] de la utilizada para mantener el torque medio T_m calculado según la ecuación 4.17 [10]. Donde $T(\theta)$ corresponde al torque en función del ángulo como se muestra en la figura 4.16, mientras que w_{max} y w_{min} representan las velocidades máximas y mínimas durante el ciclo.

$$\Delta E = \int_{\theta_{w_{min}}}^{\theta_{w_{max}}} (T(\theta) - T_m) d\theta = C_f \cdot I \cdot (w_{max}^2 - w_{min}^2) \quad (4.16)$$

$$T_m = \frac{\int_0^{2\pi} T(\theta) d\theta}{2\pi} \quad (4.17)$$

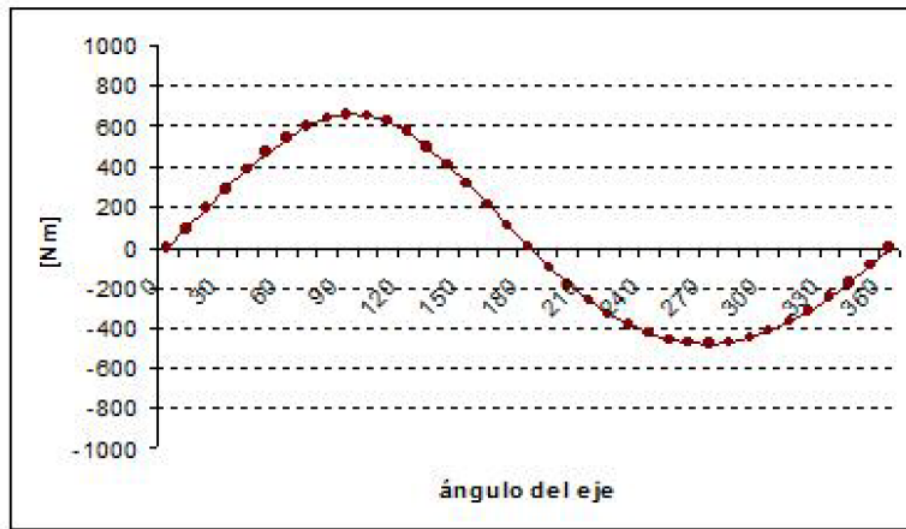


Figura 4.16: Curva ejemplo de torque v/s ángulo de giro del eje del motor. Obtenido de [10].

Al momento de dimensionar un volante de inercia se es relevante tener en cuenta dos parámetros auxiliares de gran importancia, la velocidad angular nominal o promedio w_{prom} y el coeficiente de fluctuación de la velocidad C_f . Para las simulaciones se inpondrá un valor $C_f = 0.3$ según lo discutido por Sánchez [9]. Estos parámetros se definen como [31]:

$$C_f = \frac{w_{max} - w_{min}}{w_{prom}} \quad (4.18)$$

$$w_{prom} = \frac{w_{max} + w_{min}}{2} \quad (4.19)$$

Con lo anterior la inercia se puede estimar como [?]:

$$I = \frac{\Delta E}{C_f \cdot w_{prom}^2} \quad (4.20)$$

Paralelamente, para un cilindro sólido de diámetro d , espesor e y densidad ρ , se tiene que [9]:

$$I = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot e \cdot \rho}{32} \quad (4.21)$$

4.3.3. Bielas y vástagos

Suponiendo bielas y vástagos con cuerpos cilíndricos, el diámetro mínimo d_{min} necesario para soportar una carga crítica P_{cr} que presiona la barra axialmente y por tanto induce flexión, se calcula según las siguiente dos ecuaciones[9]:

$$P_{cr} = \frac{c \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \quad (4.22)$$

$$d_{min} = \frac{64 \cdot P_{cr} \cdot l^2}{\pi^3 \cdot C \cdot E} \quad (4.23)$$

En dichas ecuaciones se tiene que C es el coeficiente de Euler que se determina en función de los grados de libertad de la barra estudiada (en el caso de bielas y vástagos se tiene $C=1$ [9]), L es el largo de la barra y E es el módulo de elasticidad del material, en este caso SAE 1020 (207 [GPa]).

Capítulo 5

Modelación numérica de segundo orden

La modelación de segundo orden se lleva a cabo utilizando la herramienta computacional Matlab R2020b, por medio del cual se realiza un análisis del tipo simple o modelo simplificado, ya antes descrito en el presente trabajo de titulación. Dicha modelación se ejecuta gracias a los distintos scripts señalados en Anexos C, en donde el programa maestro se denomina "sae.m". El algoritmo de resolución se señala en la figura 5.1, allí se resaltan en color rojo los scripts más relevantes y su función.

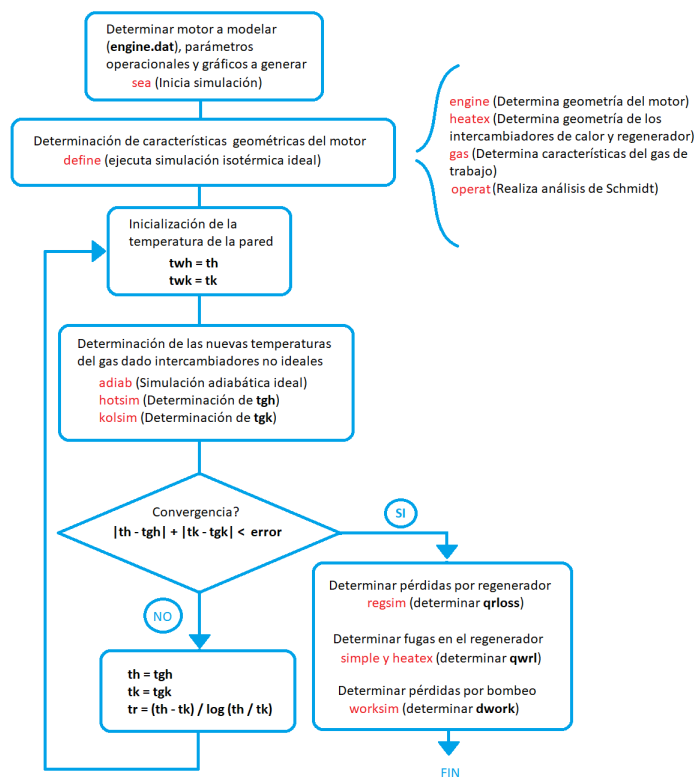


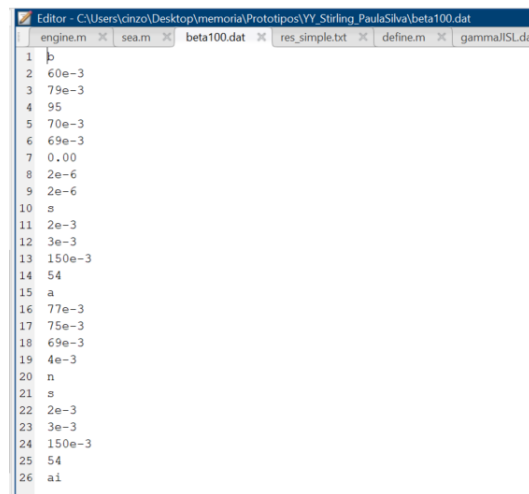
Figura 5.1: Algoritmo del modelo simplificado. Elaboración propia.

5.1. Validación

A continuación, se compararán los datos obtenidos en la simulación de los motores β y γ originales con la información reportada por los distintos autores.

5.1.1. Validación motor de H. Karabulut H. Serdar, C. Çinar y F. Aksoy (Tipo β)

La información geométrica de cada motor se entrega a la simulación por medio de archivos en formato .dat que son llamados por el script "sae.m" al ser ejecutado, dicha información se encuentra en el formato que se muestra en la figura 5.2. A modo de validación se simula dicho prototipo trabajando con aire una presión de 101325 [Pa], un sumidero frío de 27[°C] y una fuente de calor de 200 [°C] con una eficiencia mecánica del 100%. Todo ello a fin de comparar la potencia de salida obtenida con la reportada en la figura 4.13.



```
Editor - C:\Users\cinzo\Desktop\memoria\Prototipos\YY_Stirling_PaulaSilva\beta100.dat
engine.m  sea.m  beta100.dat  res_simple.txt  define.m  gamma1SL.dat
1  b
2  60e-3
3  79e-3
4  95
5  70e-3
6  69e-3
7  0.00
8  2e-6
9  2e-6
10 s
11 2e-3
12 3e-3
13 150e-3
14 54
15 a
16 77e-3
17 75e-3
18 69e-3
19 4e-3
20 n
21 s
22 2e-3
23 3e-3
24 150e-3
25 54
26 a1
```

Figura 5.2: Archivo formato DAT del motor β original (Abierto como txt en Matlab). Elaboración propia.

La curva de potencia obtenida se muestra en la figura 5.3 en donde el motor logra el peak de potencia alrededor a los 330 [rpm] proporcionando aproximadamente 22 [W], este resultado, y la curva de potencia en general, es similar al mostrado por la figura 4.13, por lo cual, se considera que la simulación realizada se condice con el resultado originalmente reportado.

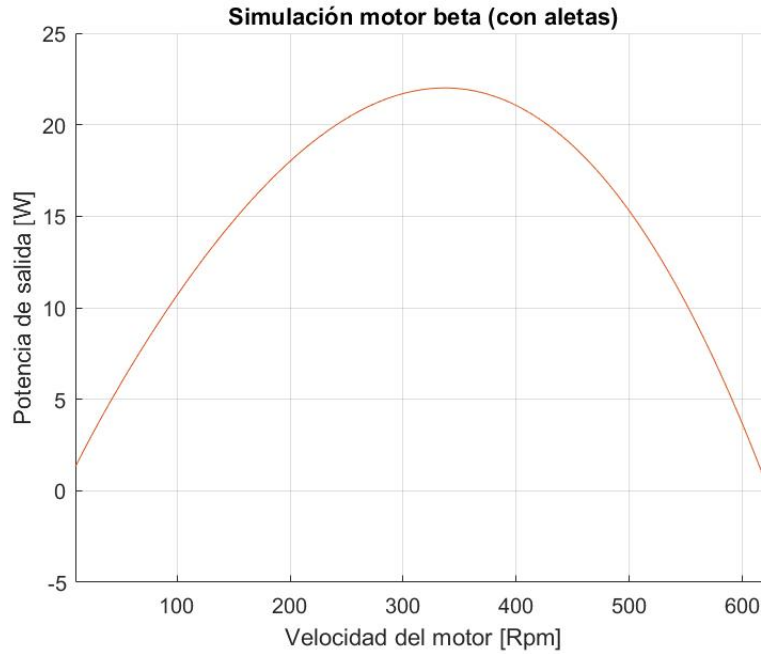


Figura 5.3: Curva potencia de salida v/s velocidad resultado de la simulación para el motor β original (Modelo simple). Elaboración propia.

5.1.2. Validación motor de J. Sánchez (Tipo γ)

Para el caso de este motor se proporciona un archivo .dat con la información mostrada en la figura 5.4. Dicho motor se simula con aire a 10000 [Pa], un sumidero frío a 20[°C], una fuente de calor a 170 [°C] y una eficiencia mecánica del 80 %.

Como se puede ver en la figura 4.14 la potencia máxima originalmente reportada por J. Sánchez ocurre aproximadamente a los 210 [Rpm] y es cercana a los 20 [W]. En la simulación realizada para este trabajo de titulación se dispone de dos formas para calcular la pérdida de potencia, la primera de ella es por medio de la ecuación 3.56 proporcionada por Urieli [19] y la segunda es la ecuación 3.57, en esta última, el número de Euler se calcula por medio de la aproximación Mi Sandar Mon [22]. Los resultados de ambas potencias son mostrados en la figura 5.5.

Como se puede ver, la potencia obtenida utilizando las ecuaciones de Mi Sandar Mon proporcionan un comportamiento mucho más cercano al reportado originalmente en la figura 4.14. Para este caso la potencia máxima es de 20.44 [W] y esta se logra aproximadamente a los 200 [rpm], además la potencia entregada al eje se torna negativa a partir de los 360 [rpm] lo cual también se adapta a lo obtenido por J. Sánchez. Al utilizar la fórmula de Urieli para estimar las pérdidas por bombeo, el decaimiento de la potencia de salida es mucho más lento, volviéndose negativo a los 465 [rpm]. En este caso la potencia máxima es de 25.8 [W] y se logra a los 255[Rpm], razón por la que dicha fórmula se considera menos adecuada. Con estos resultados se considera que la simulación realizada se condice con el resultado originalmente reportado y, por tanto, se entiende como validado.

```

Editor - C:\Users\cinzo\Desktop\memoria\Prototipos\YY_Stirling_Pau
engine.m x sea.m x beta100.dat x res_simple.txt x
1 b
2 3.175e-01
3 9.000e-02
4 2.500e-01
5 1.400e-01
6 1.000e-01
7 90.0
8 2.000e-01
9 2.200e-01
10 1.040e-01
11 4.000e-03
12 4.000e-03
13 i
14 3.175e-01
15 2.500e-01
16 1.927e-02
17 5.000e-03
18 1.000000e-01
19 0.000e+00
20 5.000e-03
21 5.000e-04
22 a
23 323.5e-3
24 317.5e-3
25 250e-3
26 30e-3
27 m
28 0.860
29 1.000e-03
30 i
31 3.175e-01
32 2.500e-01
33 1.000e-02
34 8.000e-03
35 1.000000e-01
36 5.000e-03
37 5.000e-03
38 5.000e-04
39 ai

```

Figura 5.4: Archivo formato DAT del motor γ original (Abierto como txt en Matlab). Elaboración propia.

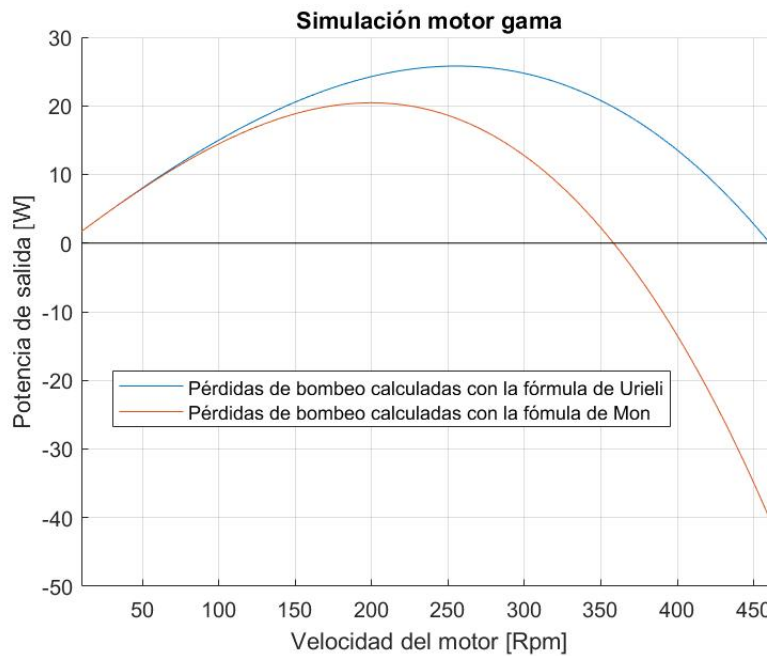


Figura 5.5: Curva potencia de salida v/s velocidad resultado de la simulación para el motor γ original (Modelo simple). Elaboración propia.

5.2. Información de entrada: Motores a modelar

5.2.1. Motores β

Tabla 5.1: Resumen de la información técnica de los motores β simulados (Parte 1).

	Motor	100 %	120 %	140 %	160 %	180 %
Geometría general	Tipo de configuración	g	g	g	g	g
	Carrera del pistón [mm]	60	72	84	96	108
	Carrera del desplazador [mm]	79	95	111	126	142
	Ángulo de avance del desplazador con respecto al pistón [°]	95	95	95	95	95
	Diámetro pistón [mm]	70	84	98	112	126
	Diámetro desplazador [mm]	69	83	97	110	124
	Diámetro de la varilla de conexión del desplazador [mm]	0	0	0	0	0
	Volumen muerto en compresión [mm^3]	2000	3460	5490	8190	11660
	Volumen muerto en expansión [mm^3]	2000	3460	5490	8190	11660
	Calentador y Enfriador	Tipo de intercambiadores	s	s	s	s
Espesor aletas [mm]		2	2	3	3	4
Profundidad aletas [mm]		3	4	4	5	5
Altura aletas [mm]		150	180	210	240	270
Cantidad de aletas		54	54	54	54	54
Regenerador	Tipo de regenerador	a	a	a	a	a
	Diámetro externo del motor [mm]	77	94	109	124	139
	Diámetro interno del motor [mm]	75	90	105	120	135
	Diámetro interno de la matriz [mm]	69	83	97	110	124
	Altura del regenerador [mm]	4	5	6	6	7
	Matriz del regenerador	n	n	n	n	n
Espesores	Espesor esfuerzo circunferencial [mm]	1	2	2	2	2
	Espesor esfuerzo longitudinal [mm]	1	2	2	2	2

Tabla 5.2: Resumen de la información técnica de los motores β simulados (Parte 2).

	Motor	200 %	220 %	240 %	260 %	280 %	300 %
Geometría general	Tipo de configuración	g	g	g	g	g	g
	Carrera del pistón [mm]	120	132	144	156	168	180
	Carrera del desplazador [mm]	158	174	190	205	221	237
	Ángulo de avance del desplazador con respecto al pistón [°]	95	95	95	95	95	95
	Diámetro pistón [mm]	140	154	168	182	196	210
	Diámetro desplazador [mm]	138	152	166	179	193	207
	Diámetro de la varilla de conexión del desplazador [mm]	0	0	0	0	0	0
	Volumen muerto en compresión [mm^3]	16000	21300	27650	35150	43900	54000
	Volumen muerto en expansión [mm^3]	16000	21300	27650	35150	43900	54000
	Calentador y Enfriador	Tipo de intercambiadores	s	s	s	s	s
Espesor aletas [mm]		4	4	5	5	6	6
Profundidad aletas [mm]		6	7	7	8	8	9
Altura aletas [mm]		300	330	360	390	420	450
Cantidad de aletas		54	54	54	54	54	54
Regenerador	Tipo de regenerador	a	a	a	a	a	a
	Diámetro externo del motor [mm]	154	169	186	201	216	231
	Diámetro interno del motor [mm]	150	165	180	195	210	225
	Diámetro interno de la matriz [mm]	138	152	166	179	193	207
	Altura del regenerador [mm]	8	9	10	10	11	12
	Matriz del regenerador	n	n	n	n	n	n
Espesores	Espesor esfuerzo circunferencial [mm]	2	2	3	3	3	3
	Espesor esfuerzo longitudinal [mm]	2	2	3	3	3	3

Las dimensiones detalladas en las dos tablas de esta sección corresponden a la información entregada al programa maestro forma de archivos .dat similares al mostrado en la figura 5.2. Dichas medidas se obtiene al incrementar, en intervalos del 20 %, las medidas generales del equipo hasta lograr el 300 % del valor original, tal como se indica en dichas tablas. La información del motor original es allí referida como el motor denominado "100 %". Dichas geometrías hacen referencia a la disposición señalada en la figura 5.6.

En las tablas mostradas el tipo de motor "b" significa un motor tipo beta, el tipo de intercambiador "s" indica un intercambiador con aletas como las mostradas en la figura 5.6, por otra parte, el tipo de Regenerador "a" indica que el espacio destinado a contener su estructura tiene forma anular y el tipo de matriz "n" simboliza la ausencia de regenerador, es decir, las paredes del mismo cilindro actúan como regenerador y no existe un aparataje extra como mallado o tubos.

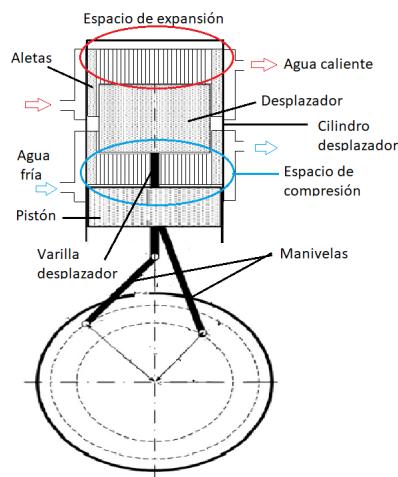


Figura 5.6: Esquema representativo de los motores β . Modificado de [32]

5.2.2. Motores γ

En primer lugar, dichos motores deben ser adaptados al contexto de la aplicación requerido en Puyuhuapi, pues se ha de recordar que el motor diseñado por J. Sánchez recibe calor por medido de una resistencia eléctrica y lo retira con un serpentín liso. Ambas estructuras se reemplazarán por serpentines con aletas anulares independientes, tal como el motor Stirling tipo γ diseñado por William Vidal [13] el cual está pensado para trabajar con fuentes de calor a 70 [°C] y frías a 5 [°C].

Por consiguiente, se iteran los diámetros posibles de tubo y la separación existente entre puntas de aletas de tubos vecinos. Esto se realiza con los mismos valores utilizados en la optimización realizada por J. Sánchez, es decir, con eficiencia mecánica 0.8, aire a 100 [kPa], una temperatura de sumidero frío a 20 [°C] y una fuente de calor a 170 [°C]. En dicha iteración se exploran diámetros de tubos mayores a 13 [mm] dada las limitaciones de la fórmula 3.66 y se cambia la altura de aleta de a 3[mm] por la misma razón, se utiliza el mínimo valor posible, puesto que, a pesar del incremento en el área de transferencia a mayor altura de aleta se incrementa la pérdida de presión a causa de la fricción. La separación entre aletas

de un mismo tubo se disminuye a 4[mm], también por limitaciones a la fórmula.

Tabla 5.3: Resumen datos utilizados para la iteración (Rpm 200). Símbolos referidos a lo mostrado en la figura 5.7.

Parámetro	Rango posible	Valor original (J. Sánchez)	Valor seleccionado para la iteración
Re	[5e3, 7e4]	-	-
h_f [mm]	[3, 12]	0 (enfriador) 5(calentador)	3 (ambos IC)
s [mm]	[0.7, 4]	5 (ambos IC)	4 (ambos IC)
δ [mm]	[0.3, 0.5]	0.5 (Calentador)	0.5 (ambos IC)
d [mm]	[13.4, 28]	19.27 (enfriador) 10 (calentador)	Iteración desde 13 [mm]
Separación entre aletas de tubos vecinos	No hay limitación	5(enfriador) 8(calentador)	Iteración a partir de 5[mm]

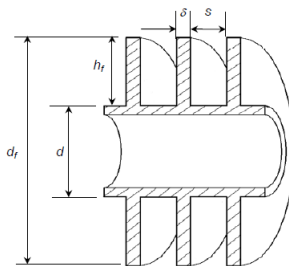


Figura 5.7: Sección transversal de los tubos con aletas anulares. Obtenido de [22].

Como resultado de la iteración (tablas B.1 y B.2 en Anexos), para un arreglo en cuadrático, se obtiene que el mayor trabajo entregado al eje se logra con $d=17$ [mm] y una separación de tubos vecinos (como se muestra en la figura 5.8) de valor 10 [mm]. Así, de la misma forma que en caso de los motores β se logran 11 diferentes prototipos aumentando sus dimensiones hasta un 300 % del original, con intervalos de 20 %. La altura, espesor y separación axial de las aletas se dejan constantes. Los diámetros de tubo d y la separación entre tubos vecinos se aumentan en intervalos de 6 % esto buscando no superar los límites de la fórmula de Euler establecida por Mon.

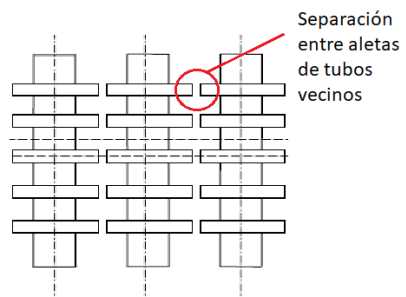


Figura 5.8: Arreglo de los tubos en el motor tipo γ . Modificado de [22].

Tabla 5.4: Resumen información técnica de los motores γ simulados. (Parte 1)

Motor	100 %	120 %	140 %	160 %	180 %	200 %	220 %
Tipo de configuración	g	g	g	g	g	g	g
Diámetro Interno carcaza del motor [mm]	315.7	378.84	441.98	505.12	568.26	631.4	694.54
Diámetro pistón [mm]	90	108	126	144	162	180	198
Diámetro desplazador [mm]	250	300	350	400	450	500	550
Carrera del pistón [mm]	140	168	196	224	252	280	308
Carrera del desplazador [mm]	100	120	140	160	180	200	220
Ángulo de avance del desplazador con respecto al pistón [°]	90	90	90	90	90	90	90
Largo de la biela del pistón[mm]	110	132	154	176	198	220	242
Largo de la biela del desplazador [mm]	104	124.8	145.6	166.4	187.2	208.8	228.8
Largo de la varilla de conexión del desplazador [mm]	104	124.8	145.6	166.4	187.2	208	228.8
Altura volumen muerto pistón [mm]	4	4.8	5.6	6.4	7.2	8	8.8
Altura volumen muerto desplazador [mm]	4	4,8	5,6	6,4	7,2	8	8,8

Tabla 5.5: Resumen información técnica de los motores γ simulados. (Parte 2)

Motor		240 %	260 %	280 %	300 %
Geometría general	Tipo de configuración	g	g	g	g
	Diámetro Interno carcaza del motor [mm]	757.68	820.82	883.96	947.1
	Diámetro pistón [mm]	216	234	252	270
	Diámetro desplazador [mm]	600	650	700	750
	Carrera del pistón [mm]	336	364	392	420
	Carrera del desplazador [mm]	240	260	280	300
	Ángulo de avance del desplazador con respecto al pistón [°]	90	90	90	90
	Largo de la biela del pistón[mm]	264	286	308	330
	Largo de la biela del desplazador [mm]	321.6	348.4	375.2	402
	Largo de la varilla de conexión del desplazador [mm]	249.6	270.4	291.2	312
	Altura volumen muerto pistón [mm]	9.6	10.4	11.2	12
	Altura volumen muerto desplazador [mm]	9.6	10.4	11.2	12

Tabla 5.6: Resumen información técnica de los motores γ simulados. (Parte 3)

Motor	100 %	120 %	140 %	160 %	180 %	200 %
Tipo de intercambiadores	i	i	i	i	i	i
Diámetro externo (anillo de banco de tubos)	315.7	378.84	441.98	505.12	568.26	631.4
Diámetro Interno (anillo de banco de tubos)	250	300	350	400	450	500
Diámetro tubos [mm]	17	18.02	19.04	20.06	21.08	22.1
Separación entre aletas de tubos vecinos [mm]	10	10.6	11.2	11.8	12.4	13
Altura intercambiadores [mm]	100	120	140	160	180	200
Altura aletas[mm]	3	3	3	3	3	3
Separación entre aletas de un mismo tubo [mm]	4	4	4	4	4	4
Espesor aletas [mm]	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5

Tabla 5.7: Resumen información técnica de los motores γ simulados. (Parte 4)

Motor		220 %	240 %	260 %	280 %	300 %
Calentador y Enfriador	Tipo de intercambiadores	i	i	i	i	i
	Diámetro externo (anillo de banco de tubos)	694.54	757.68	820.82	883.96	947.1
	Diámetro Interno (anillo de banco de tubos)	550	600	650	700	750
	Diámetro tubos [mm]	23,12	24.14	25.16	26.18	27.2
	Separación entre aletas de tubos vecinos [mm]	13,6	14.2	14.8	15.4	16
	Altura intercambiadores [mm]	220	240	260	280	300
	Altura aletas[mm]	3	3	3	3	3
	Separación entre aletas de un mismo tubo [mm]	4	4	4	4	4
	Espesor aletas [mm]	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5

Tabla 5.8: Resumen información técnica de los motores γ simulados. (Parte 5)

Motor	100 %	120 %	140 %	160 %	180 %	200 %
Tipo de regenerador	a	a	a	a	a	a
Diámetro externo carcaza del motor [mm]	323.7	388.84	453.98	519.12	582.26	647.4
Diámetro interno carcaza del motor [mm]	315.7	378.84	441.98	505.12	568.26	631.4
Diámetro interno de la matriz [mm]	250	300	350	400	450	500
Altura Regenerador [mm]	30	36	42	48	54	60
Matriz del regenerador	m	m	m	m	m	m
Porosidad [%]	86 %	86 %	86 %	86 %	86 %	86 %
Diámetro del alambre de la malla [mm]	1	1	1	1	1	1
Espesor esfuerzo circunferencial [mm]	4	5	6	7	7	8
Espesor esfuerzo longitudinal [mm]	4	5	6	6	7	8

Tabla 5.9: Resumen información técnica de los motores γ simulados. (Parte 6)

Motor	220 %	240 %	260 %	280 %	300 %
Tipo de regenerador	a	a	a	a	a
Diámetro externo carcaza del motor [mm]	712.54	777.68	840.82	905.96	971.1
Diámetro interno carcaza del motor [mm]	694.54	757.68	820.82	883.96	947.1
Diámetro interno de la matriz [mm]	550	600	650	700	750
Altura Regenerador [mm]	66	72	78	84	90
Matriz del regenerador	m	m	m	m	m
Porosidad [%]	86 %	86 %	86 %	86 %	86 %
Diámetro del alambre de la malla [mm]	1	1	1	1	1
Espesor esfuerzo circunferencial [mm]	9	10	10	11	12
Espesor esfuerzo longitudinal [mm]	9	9	10	11	12

En las tablas 5.4, 5.5, 5.6, 5.7, 5.8 y 5.9, se resume la información entregada al script maestro "sae.m" encargado de ejecutar la simulación. En dichas tablas el tipo de motor "g" se refiere a una configuración de cilindros del tipo γ , los intercambiadores de tipo "i" son bancos de tubos de flujo externo cruzado con aletas anulares independientes (disposición en línea), la letra "a" indica que el compartimiento que contiene al regenerador tiene forma de anillo o forma anular y "m" denota una matriz de regenerador del tipo malla. Esquemas explicativos de los elementos mencionados se pueden ver en las figuras 5.9 y 5.10. En ambas imágenes la cantidad de tubos mostrados es solo representativa.

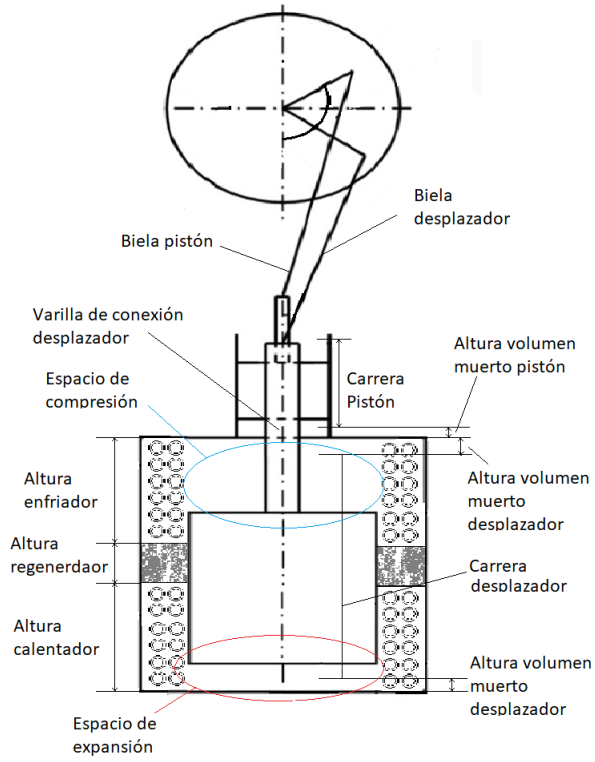


Figura 5.9: Esquema representativo de los motores γ . Modificado de [33]

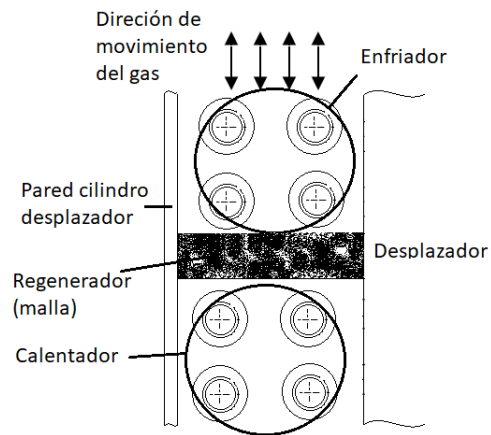


Figura 5.10: Esquema representativo intercambiadores en motores γ . Elaboración propia.

Capítulo 6

Resultados y análisis

6.1. Curvas y superficies de potencia

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos a partir de la simulación de segundo orden, la cual utiliza el modelo simplificado antes descrito.

6.1.1. Superficies para presión y rpm

Como se describe en la metodología se ha de graficar, para cada uno de los motores, superficies de potencia dependientes de dos variables: Presión media del gas de trabajo [Pa] y velocidad de giro del motor [Rpm]. Las superficies mostradas en esta sección se forman graficando con aumentos de 100[kPa] en la presión y 5[rpm] para la frecuencia, con ello se obtiene la combinación que entrega la mayor potencia de salida al eje. Dichas superficies se muestran en la presente sección y en Anexos.

Motores β

Como puede observarse en las figuras 6.1 y 6.2. Para cada prototipo, a medida que la presión interna del gas aumenta, también lo hace la potencia de salida entregada por el motor. Ello debido a que existe una mayor masa de gas involucrada en los procesos termodinámicos. Esto podría llegar a sugerir que la respuesta, para lograr la potencia objetivo establecida en la sección "Límites de la modelación", es aumentar la presión hasta que se logre dicho objetivo.

Sin embargo, se detectan dos problemas en el razonamiento anterior. El primero de ellos, y el más instintivo es qué, a mayores presiones de trabajo la exigencia sobre los materiales y la manufactura aumentan, mas aún, equipos operando a elevadas presiones implican, intrínsecamente, mayores riesgos a la seguridad, por tanto, requieren mantenciones más detalladas.

En segundo lugar, a medida que aumenta la presión también lo hace el decaimiento de la potencia. Ejemplo de ello se muestra en la figura 6.1, donde para el motor β 100% trabajando a presiones cercanas a la atmosférica la potencia entregada al eje se vuelve negativa, es decir, las pérdidas superan la potencia generada a 356 [Rpm], mientras, para presiones de 5 veces la atmosférica dicho decaimiento ocurre a 251 [Rpm], debido a lo cual, es de esperar que para presiones aún mayores el rango de rpm posibles se ve mucho más acotado.

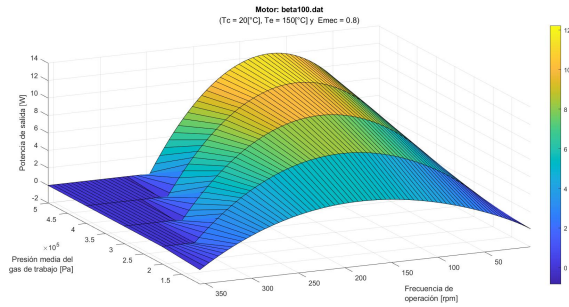


Figura 6.1: Superficie de potencia para motor β 100 %.

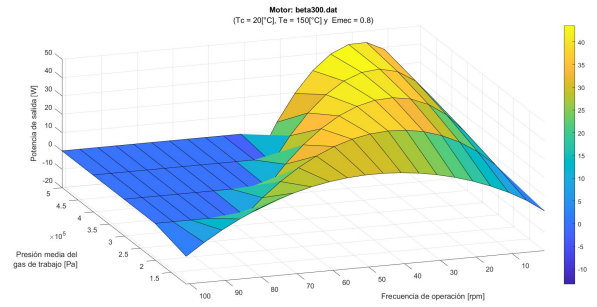


Figura 6.2: Superficie de potencia para motor β 300 %.

Por otro lado, al aumentar las dimensiones generales del prototipo, lo que implica tanto un aumento en la cantidad total del gas de trabajo y de las superficies involucradas en el intercambio de calor, es posible lograr una mayor potencia de salida. Esto se puede ver en la figura 6.2. No obstante, un aumento excesivo también conduce a un decaimiento más acelerado en la potencia de salida, lo cual resulta contraproducente.

Tabla 6.1: Resumen de potencias obtenidas para cada motor β a las diferentes presiones simuladas. (Parte 1)

Motor	Rango de Rpm	Rpm a la potencia máxima	Potencia máxima [W]	Rango de Rpm	Rpm a la potencia máxima	Potencia máxima [W]
	101325[Pa]			201325[Pa]		
100 %	[1, 351]	186	5.42	[1,316]	166	8.30
120 %	[1,271]	146	7.85	[1,256]	131	12.62
140 %	[1,241]	126	9.35	[1,206]	106	13.33
160 %	[1,206]	106	11.87	[1,181]	91	17.22
180 %	[1,176]	91	12.89	[1,141]	71	17.7
200 %	[1,156]	81	16.66	[1,131]	66	22.74
220 %	[1,141]	76	20.82	[1,121]	61	29.33
240 %	[1,126]	66	21.63	[1,101]	51	28.11
260 %	[1,116]	61	25.13	[1,91]	46	33.12
280 %	[1,101]	51	25.51	[1,76]	36	31.57
300 %	[1,96]	36	30.43	[1,71]	36	38.54

Tabla 6.2: Resumen de potencias obtenidas para cada motor β a las diferentes presiones simuladas. (Parte 2)

	Rango de Rpm	Rpm a la potencia máxima	Potencia máxima [W]	Rango de Rpm	Rpm a la potencia máxima	Potencia máxima [W]
Motor		301325 [Pa]			401325 [Pa]	
100 %	[1, 296]	146	10.13	[1, 266]	131	11.36
120 %	[1,236]	121	15.94	[1,221]	111	18.35
140 %	[1,186]	86	15.47	[1,166]	76	16.74
160 %	[1,156]	76	20.21	[1,141]	66	22.03
180 %	[1,116]	56	18.94	[1,101]	46	19.9
200 %	[1,111]	51	25.65	[1,96]	46	27.26
220 %	[1,106]	51	33.77	[1,91]	41	36.25
240 %	[1,81]	36	30.86	[1,66]	31	32.35
260 %	[1,76]	36	36.64	[1,66]	31	38.36
280 %	[1,61]	26	33.74	[1,46]	21	34.81
300 %	[1,56]	26	41.65	[1,46]	21	43.17

Tabla 6.3: Resumen de potencias obtenidas para cada motor β a las diferentes presiones simuladas. (Parte 3)

	Rango de Rpm	Rpm a la potencia máxima	Potencia máxima [W]
Motor		501325[Pa]	
100 %	[1, 246]	116	12.21
120 %	[1,211]	106	20.17
140 %	[1,146]	66	17.53
160 %	[1,126]	61	23.19
180 %	[1,86]	41	20.4
200 %	[1,81]	36	28.17
220 %	[1,81]	36	37.86
240 %	[1,56]	26	33.12
260 %	[1,56]	26	39.38
280 %	[1,41]	16	35.04
300 %	[1,41]	16	43.57

Motores γ

Similar a lo observado en los motores tipo β , para los motores tipo γ la potencia entregada por el motor incrementa con la presión media del gas. Pero, a diferencia de los prototipos anteriores, el rango de velocidades en donde la potencia de salida permanece positiva aumenta al incrementar la presión media, es decir, el rango de rpm para los cuales puede operar este

tipo de motor crece. Esto sugiere que las pérdidas son mucho menos sensibles al cambio de presión media del gas que la potencia generada por el motor.

Al aumentar el tamaño de los prototipos, es decir, al incrementar las superficies para la transferencia de calor también tiene lugar un aumento de la potencia de salida, sin embargo, dicho aumento se ve castigado por un incremento en las pérdidas que tienen lugar en el motor. Esto causa que el rango de rpm posibles también se vea disminuido. Junto a ello, se debe tener en cuenta que las dimensiones de los prototipos tipo γ (desde tabla 5.4 a tabla 5.9) son significativamente mayores a las del tipo β , lo que implica mayores costos y dificultades en su manufactura.

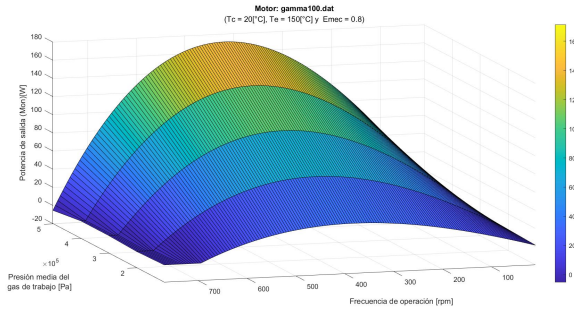


Figura 6.3: Superficie de potencia para motor γ 100 %.

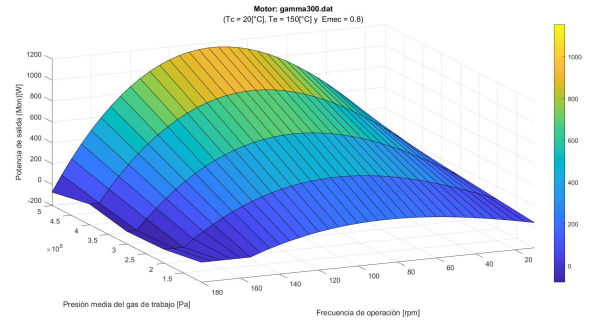


Figura 6.4: Superficie de potencia para motor γ 300 %.

Tabla 6.4: Resumen de potencias obtenidas para cada motor γ a las diferentes presiones simuladas. (Parte 1)

	Rango de Rpm	Rpm a la potencia máxima	Potencia máxima [W]	Rango de Rpm	Rpm a la potencia máxima	Potencia máxima [W]
Motor		101325[Pa]			201325[Pa]	
100 %	[10,690]	385	35.16	[10,730]	405	70.99
120 %	[10,500]	280	41.54	[10,525]	290	82.37
140 %	[10,385]	215	48.18	[10,195]	220	93.86
160 %	[10,270]	150	53.71	[10,285]	160	108.28
180 %	[10,220]	125	61.33	[10,235]	130	122.36
200 %	[10,185]	105	69.21	[10,195]	110	136.59
220 %	[10,145]	80	74.58	[10,155]	85	151.12
240 %	[10,125]	70	83.21	[10,135]	75	167.44
260 %	[10,110]	65	92.02	[10,115]	65	184.06
280 %	[10,95]	55	100.01	[10,100]	60	198.24
300 %	[10,150]	85	217.31	[10,165]	90	452.04

Tabla 6.5: Resumen de potencias obtenidas para cada motor γ a las diferentes presiones simuladas. (Parte 2)

	Rango de Rpm	Rpm a la potencia máxima	Potencia máxima [W]	Rango de Rpm	Rpm a la potencia máxima	Potencia máxima [W]
Motor	301325[Pa]			401325[Pa]		
100 %	[10,745]	415	105.70	[10,755]	420	139.16
120 %	[10,535]	295	120.94	[10,535]	295	157.33
140 %	[10,400]	220	135.86	[10,400]	220	174.57
160 %	[10,290]	160	161.02	[10,295]	165	211.78
180 %	[10,240]	130	180.42	[10,240]	135	235.57
200 %	[10,200]	110	199.84	[10,200]	110	259.08
220 %	[10,155]	90	225.36	[10,160]	90	297.38
240 %	[10,135]	75	248.44	[10,140]	75	326.00
260 %	[10,120]	65	271.51	[10,120]	65	354.63
280 %	[10,105]	60	291.73	[10,105]	60	379.83
300 %	[10,170]	95	688.19	[10,170]	95	921.81

Tabla 6.6: Resumen de potencias obtenidas para cada motor γ a las diferentes presiones simuladas. (Parte 2)

	Rango de Rpm	Rpm a la potencia máxima	Potencia máxima [W]
Motor	501325[Pa]		
100 %	[10,765]	420	171.39
120 %	[10,540]	295	191.68
140 %	[10,400]	215	210.38
160 %	[10,295]	165	260.57
180 %	[10,240]	135	287.99
200 %	[10,200]	110	314.73
220 %	[10,160]	90	366.84
240 %	[10,140]	75	400.35
260 %	[10,120]	65	433.78
280 %	[10,105]	60	463.02
300 %	[10,175]	100	1153.04

Un comportamiento particular se muestra en los motores γ 300 %, en donde aumenta el rango de rpm posibles y la potencia de salida crece hasta en un 50 % con respecto a la obtenida para el motor γ 280 %, esto demuestra que los intercambiadores de calor utilizados en el prototipo 300 % están mucho más cercanos a la geometría óptima que en el caso de los motores γ anteriores. Aquello alude a la oportunidad de optimizar cada uno de los prototipos aquí establecidos, aspecto que no se profundiza en el presente trabajo de titulación.

6.1.2. Sensibilidades

6.1.2.1. Sensibilidad a cambios geométricos entre prototipos

En el análisis simple, las pérdidas contempladas se deben a: Ficciones del gas de trabajo al desplazarse por el motor $W_{fricción}$, fugas de calor por la pared del regenerador Q_{fugas} y pérdidas de calor que se deben a considerar al regenerador como un equipo no perfecto $Q_{r(eff<1)}$, es decir, la cantidad de calor que entrega al flujo frío no es la misma que recibe desde el fluido caliente. Es por ello, por lo que a continuación, se compararán para los prototipos 100 % y 120 % de cada configuración, las pérdidas de fricción que tienen lugar al interior del motor, pues estas influyen en el rango de velocidades para los cuales la potencia de salida permanece positiva y las pérdidas de calor que incrementan la cantidad de calor necesaria a ingresar al motor.

Las pérdidas de calor y trabajo se relacionan de la siguiente manera:

$$W_{potencia\ salida} = W_{modelo\ adiab} - W_{fricción} \quad (6.1)$$

$$Q_{ingresa\ realmente} = Q_{ingresa\ según\ M.\ adiabatico} + Q_{r(eff<1)} + Q_{fugas} \quad (6.2)$$

Motor β

Las pérdidas causadas por la fricción del gas al desplazarse en el interior del motor aumentan tanto al incrementar la presión interna como sus dimensiones generales, es decir, al pasar del prototipo 100 % al 120 %. En el primer motor, para una presión de 5 veces las atmosféricas, se tiene que la pérdida es cercana a los 14.6 [W], mientras que para las mismas condiciones en el motor 120 %, la pérdida por fricción incrementa a 29.60 [W], aproximadamente.

Por otro lado, comparando para un mismo conjunto presión y velocidad se tiene que, para presión atmosférica y 221 [rpm], la pérdida en el motor 100 % es de 2.38 [W], mientras que para el motor 120 % es de 7.30 [W], esto indica que, no solo la pérdida máxima aumenta al incrementar sus dimensiones, también lo hace la velocidad a la que esta crece.

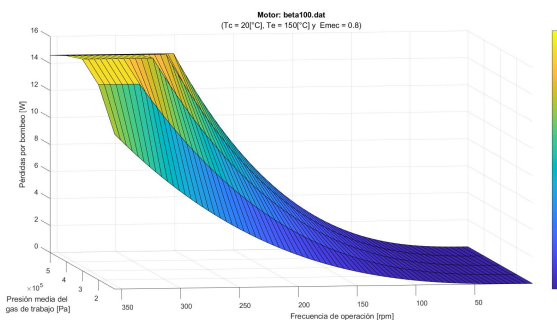


Figura 6.5: Superficie pérdidas de potencia por fricción motor β 100 %.

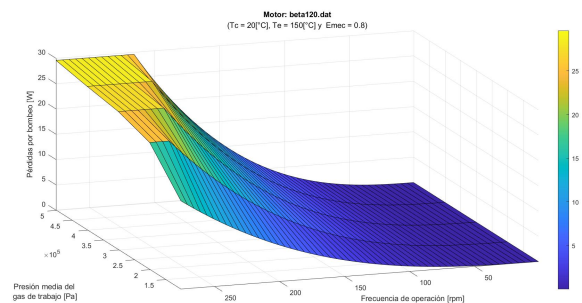


Figura 6.6: Superficie pérdidas de potencia por fricción motor β 120 %.

En esta simulación, las pérdidas por fuga de calor desde la pared del regenerador hacia el medio ambiente, se estiman a partir de la superficie que este equipo tiene expuesta al ambiente, por ello no cambian al aumentar la presión, pero si lo hacen al alterar su geometría. Se tiene así que, para el motor β 100 %, las fugas son de 194 [W] y para el β 120 % son de 375 [W]. En cambio, al momento de observar las pérdidas por regenerador imperfecto es necesario recordar que, en los prototipos tipo β el regenerador es la pared del cilindro, por lo que esta se ve afectada tanto por la geometría del motor como por la cantidad de calor que esté recibiendo desde el flujo de gas caliente. Así, es de esperar que a mayores dimensiones en los motores tipo β , se requiera una mayor cantidad de calor ingresando al motor.

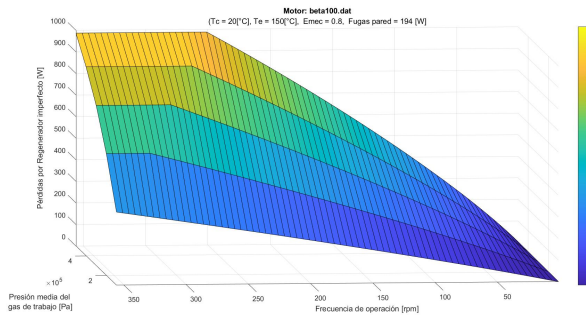


Figura 6.7: Superficie pérdidas en el regenerador β 100 %.

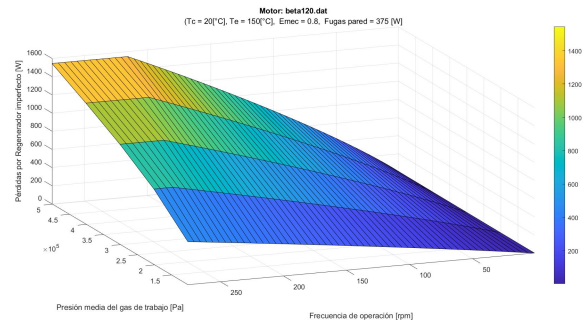


Figura 6.8: Superficie pérdidas en el regenerador β 120 %.

Motor γ

En este conjunto de prototipos se puede observar que la pérdida de potencia por fricción durante el bombeo del gas, mostrado en las figuras 6.9 y 6.10, aumenta tanto al incrementar la presión de trabajo en un mismo prototipo, como al incrementar sus medidas generales. Comportamiento similar al mostrado para el conjunto de motores anterior. Así, para una presión de 5 veces la atmosférica, las pérdidas son 425.91 [w] y 461.44 en los motores γ 100 % y γ 120 %, respectivamente.

Repetiendo el análisis anterior, las pérdidas para presión atmosférica y 200 [rpm] son; en el caso del motor γ 100 % 3.03[W] y para el γ 120 % 8.52[W], por tanto, de la misma forma que en el caso β el aumento en la pérdida por fricción es más pronunciado (o crece más rápido) a medida que aumentan las dimensiones.

Anteriormente se especuló que, en motores γ el incremento en la pérdida era menos sensible a la presión que en los motores β razón por la cual, a medida que se incrementa la presión, el rango de rpm posibles aumenta en los primeros y disminuye en los segundos. En cambio, al observar la tabla 6.7 se pudo ver que al incrementar la presión hasta 5 veces la atmosférica la pérdida en motores β incrementa en un 233 %, mientras que en motores γ lo hace en un 237 %. Ello implica que el aumento en rango de velocidades posibles para motores γ se debe a que generan una mayor potencia $W_{\text{modelo adiabático}}$ en relación con la pérdida $W_{\text{fricción}}$ que en motores β , haciéndolos más adecuados para trabajar en el rango de temperaturas en estudio.

Tabla 6.7: Incremento de la pérdida por fricción [W] al incrementar la presión en los motores β y γ

Motor	Rpm \ Presión	P atm	2 P atm	3 P atm	4 P atm	5 P atm
β 100 %	191	2.07	3.47	4.70	5.82	6.89
β 120 %	191	6.34	10.62	14.39	17.85	21.10
γ 100 %	190	2.63	4.41	6.00	7.46	8.84
γ 120 %	190	7.40	12.42	16.89	21.03	24.93

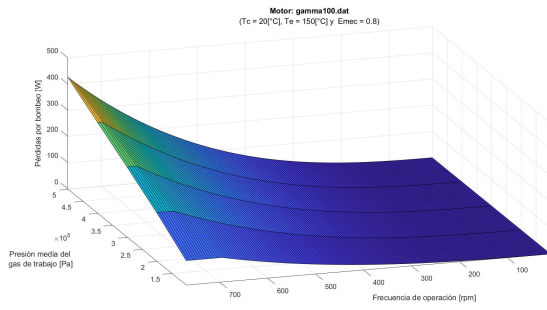


Figura 6.9: Superficie pérdidas de potencia por fricción motor γ 100 %.

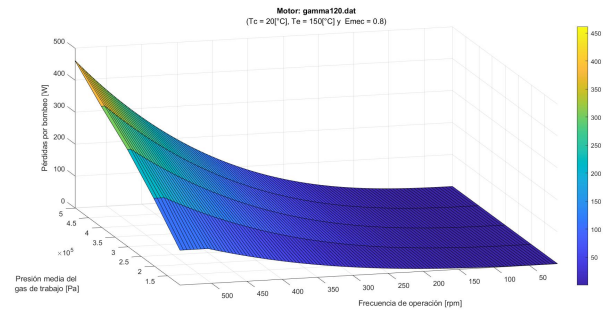


Figura 6.10: Superficie pérdidas de potencia por fricción motor γ 120 %.

Las pérdidas de calor relativas al regenerador se observan en las figuras 6.11 y 6.12. Donde la fuga para el motor γ 100 % es de 437[W] y la existente en γ 120 % es de 547[W], ambas constantes para todo rango de presiones. Por contraste, la pérdida de calor al considerar el regenerador como un equipo imperfecto son sensibles a la presión, creciendo tanto al aumentar las dimensiones como al aumentar la presión media del gas de trabajo. Así, para 5 veces la presión atmosférica la dicha pérdida es 21.5[kW] para γ 100 % y 23.4[kW] para γ 100 % .

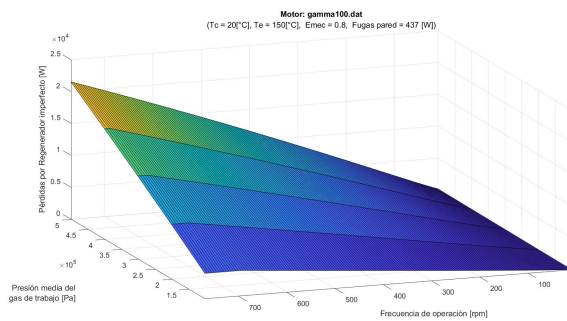


Figura 6.11: Superficie pérdidas en el regenerador γ 100 %.

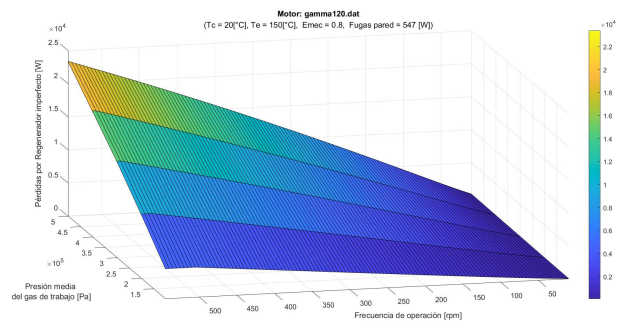


Figura 6.12: Superficie pérdidas en el regenerador γ 120 %.

6.1.2.2. Sensibilidad a la temperatura de la fuente caliente

En este caso se compararán los efectos en la potencia de salida y rango de velocidades posibles de los prototipos β 200 % y γ 200 % al efectuarse una variación en la temperatura de la fuente de calor de 20 %, es decir, se considerará a la fuente caliente como a 120[°C] y 180[°C]

Motor β

Como se puede ver en la tabla 6.9 para el conjunto de prototipos β , una disminución del 20 % en la temperatura de la fuente caliente deriva no solo en una menor potencia de salida, pues afecta considerablemente el rango de velocidades posibles a las cuales puede operar el motor. El caso más extremo de ello ocurre para el prototipo β 300 % a 501325 [Pa], condiciones para las cuales el motor funciona solo para una velocidad de 300 [rpm].

Tabla 6.8: Sensibilidad prototipo β 160 % una disminución del 20 % en T_e

β 160 % con $T_e = 120$ [° C]					
Presión media del gas [Pa]	101325	201325	301325	401325	501325
Rango [rpm]	[1,74]	[1,47]	[1,34]	[1,26]	[1,21]
Velocidad a la potencia máxima [rpm]	36	21	16	11	11
Potencia máxima [W]	1.61	1.77	1.81	1.82	1.83

Mas aún, incluso para el prototipo más pequeño presiones iguales o superiores a 301325 [Pa] suponen un rango de velocidades posibles menor a 100 [rpm], esto significa que para seleccionar el prototipo de configuración β más adecuado y fijar sus condiciones de operación, se necesita no solo pensar en maximizar su potencia, además se debe tener en mente la respuesta a la disminución de la temperatura de la fuente de calor.

Es relevante notar, junto a todo lo anterior, que la disminución de un 20 % en la temperatura de la fuente caliente se traduce en una disminución de la potencia de salida del 91.15 %, 92.30 % y 94.38 %, para el motor β 100 %, β 200 % y β 300 %, respectivamente.

Para prototipos de dimensiones mayores a β 160 %, cuya respuesta se muestra en la tabla 6.8¹, el mayor rango de velocidades posibles de operación es de 71 [rpm], mientras que su mayor potencia posible disminuye en aproximadamente un 92.11 %. Ello implica que, como es de esperar que la temperatura de la fuente caliente no se mantenga constante durante el año, los prototipos de dimensiones mayores al β 160 % no son adecuados para el contexto de aplicación.

¹ Tabla realizada con incrementos de 1 [rpm] en la velocidad de operación

Tabla 6.9: Sensibilidad motores tipo β a un cambio del $\pm 20\%$ en T_e

		β 100 % con $T_e = 120$ [° C]					β 100 % con $T_e = 180$ [° C]				
Presión media del gas [Pa]		101325	201325	301325	401325	501325	101325	201325	301325	401325	501325
Rango [rpm]		[1,146]	[1,100]	[1,76]	[1,56]	[1,46]	[1,506]	[1,496]	[1,481]	[1,466]	[1,451]
Velocidad a la potencia máxima [rpm]		71	46	31	26	21	276	266	256	241	231
Potencia máxima [W]		0.88	1.01	1.05	1.07	1.08	13.03	22.52	29.99	36.08	41.13
		β 200 % con $T_e = 120$ [° C]					β 200 % con $T_e = 180$ [° C]				
Presión media del gas [Pa]		101325	201325	301325	401325	501325	101325	201325	301325	401325	501325
Rango [rpm]		[1,46]	[1,26]	[1,21]	[1,16]	[1,11]	[1,246]	[1,231]	[1,216]	[1,201]	[1,191]
Velocidad a la potencia máxima [rpm]		21	11	11	6	6	131	121	111	101	96
Potencia máxima [W]		2.02	2.12	2.09	2.17	2.17	45.5	72.3	90.86	104.23	114.12
		β 300 % con $T_e = 120$ [° C]					β 300 % con $T_e = 180$ [° C]				
Presión media del gas [Pa]		101325	201325	301325	401325	501325	101325	201325	301325	401325	501325
Rango [rpm]		[1,21]	[1,11]	[1,6]	[1,6]	-	[1,161]	[1,146]	[1,131]	[1,116]	[1,106]
Velocidad a la potencia máxima [rpm]		11	6	6	1	1	86	76	66	56	51
Potencia máxima [W]		3.17	3.26	2.78	2.16	2.45	90.49	136.35	164.40	182.54	196.07

Motor γ

Al estudiar la sensibilidad de la potencia de salida a variaciones en la temperatura de la fuente caliente, resumida en la tabla 6.10, se puede observar que para T_e de 120 [$^{\circ}C$] todos los motores simulados poseen un rango de velocidades posibles de al menos 100[rpm]. Por tanto, de ser seleccionada esta configuración para explotar el recurso geotermal en Puyuhuapi, la variación de la temperatura aún permitiría disponer de un rango considerable de velocidades de operación.

Al observar las variaciones en la potencia de salida, una disminución del 20 % en la temperatura T_e implica que las potencia a 5 veces la presión atmosférica disminuyen en un 61.12 % para el motor γ 100 %, del 59.2 % para el prototipo γ 200 % y del y del 63. 44 % en el γ 300 %. Así, se pude ver que en los casos donde la temperatura de la fuente caliente se encuentra por debajo de la temperatura de diseño 150 [$^{\circ}C$], la disminución en la potencia de salida es mucho menor a lo observado en el conjunto de prototipos tipo β , de modo tal que, a pesar de sus dimensiones superiores se muestran como una alternativa mucho mas atractiva al contexto de aplicación.

Por otro lado, un aumento en la temperatura genera, como era de esperarse un aumento tanto en el rango de velocidades posibles como en la potencia de salida. Para el motor γ 100 % el aumento en la potencia para una presión de 5 veces la atmosférica es del 56.62 % con respecto a su valor original, 53.81 % para el γ 200 % y 59.91 % para el prototipo γ 300 %.

Tabla 6.10: Sensibilidad motores tipo γ a un cambio del $\pm 20\%$ en T_e

		γ 100 % con $T_e = 120$ [° C]			γ 100 % con $T_e = 180$ [° C]						
Presión media del gas [Pa]		101325	201325	301325	401325	501325	101325	201325	301325	401325	501325
Rango [rpm]		[10,580]	[10,605]	[10,620]	[10,620]	[10,625]	[10,785]	[10,830]	[10,855]	[10,870]	[10,880]
Velocidad a la potencia máxima [rpm]		320	335	340	340	340	435	465	475	480	485
Potencia máxima [W]		22.75	45.9	66.15	86.01	104.76	48.61	99.34	149.32	198.14	245.73
		γ 200 % con $T_e = 120$ [° C]			γ 200 % con $T_e = 180$ [° C]						
Presión media del gas [Pa]		101325	201325	301325	401325	501325	101325	201325	301325	401325	501325
Rango [rpm]		[10,155]	[10,161]	[10,161]	[10,161]	[10,161]	[10,210]	[10,225]	[10,230]	[10,230]	[10,230]
Velocidad a la potencia máxima [rpm]		85	90	90	85	85	120	125	125	130	130
Potencia máxima [W]		44.24	85.16	122.16	155.69	186.49	92.42	193.43	286.41	375.2	460.10
		γ 300 % con $T_e = 120$ [° C]			γ 300 % con $T_e = 180$ [° C]						
Presión media del gas [Pa]		101325	201325	301325	401325	501325	101325	201325	301325	401325	501325
Rango [rpm]		[10,125]	[10,135]	[10,140]	[10,145]	[10,145]	[10,170]	[10,186]	[10,190]	[10,195]	[10,200]
Velocidad a la potencia máxima [rpm]		70	75	81	81	81	95	105	105	110	110
Potencia máxima [W]		142.79	293.75	442.82	548.03	731.55	297.41	623.62	954.25	1286.22	1615.28

6.1.3. Resultados y análisis para días representativos

Uno de los presentes objetivos de este trabajo de titulación es estudiar el comportamiento del conjunto de prototipos frente a las variaciones en la temperatura ambiente que tienen lugar en la zona de aplicación. Por consiguiente se ha de estudiar su desempeño para una temperatura de fuente caliente $T_e = 150[^\circ C]$ y una temperatura de fuente fría que se encuentre 12 $[^\circ C]$ por sobre la temperatura ambiente más frecuente en cada mes.

La temperatura ambiente más frecuente se obtiene como la temperatura promedio de los dos intervalos más frecuentes en el histograma de temperaturas de cada mes, estos se muestran en Anexos (figura A.24 hasta A.35) y se resumen en la tabla a continuación.

Tabla 6.11: Temperaturas más frecuentes de cada mes, temperatura de la fuente fría y diferencia de temperatura entre fuente fría y caliente ($T_e = 150[^\circ C]$)

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio
T° Ambiental [°C]	12.9	14.4	13.5	11.5	7.5	6.5
T° fuente fría [°C]	24.9	26.4	25.5	23.5	19.5	18.5
Delta T° [C]	125.1	123.6	124.5	126.5	130.5	131.5
	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
T° Ambiental [°C]	6	5.5	9	8.8	9.3	13.2
T° fuente fría [°C]	18	17.5	21	20.8	21.3	25.2
Delta T° [C]	132	132.5	129	129.2	128.7	124.8

Para lograr lo anterior se han de establecer las condiciones de operación óptimas, es decir, la presión media del gas de trabajo y la velocidad del motor bajo la cual se simularán los prototipos en estudio. Así, la selección de estas condiciones obedecerá a dos criterios: Primero, mantener un rango de velocidades posibles de al menos 100 [rpm] y, en segundo lugar, maximizar la potencia de salida. En los casos en los que no se pueda escoger un rango posible según lo mencionado, se selecciona aquel que tenga la mayor potencia y cumpla con el tamaño del rango de velocidades posibles. Las condiciones de operación seleccionadas para cada prototipo se muestran a continuación.

Tabla 6.12: Condiciones operacionales seleccionadas para los prototipos β y γ

Motor	Beta		Gamma	
	Velocidad del motor [rpm]	Presión media del gas de trabajo [Pa]	Velocidad del motor [rpm]	Presión media del gas de trabajo [Pa]
100 %	116	501325	425	501325
120 %	106	501325	295	501325
140 %	66	501325	215	501325
160 %	76	301325	165	501325
180 %	71	201325	135	501325
200 %	81	101325	110	501325
220 %	76	101325	90	501325
240 %	66	101325	75	501325
260 %	61	101325	65	501325
280 %	51	101325	60	501325
300 %	36	101325	100	501325

Con todo lo anterior se obtiene, por medio de la simulación, la potencia de salida del motor, el calor que ingresa a partir de la fuente caliente, el que se devuelve a la fuente fría, la eficiencia térmica real del ciclo y la cantidad de motores necesarios para lograr al menos 1[kW] en potencia de salida. Esto para cada temperatura del mes mostrada en la tabla 6.11. El negativo en el calor que se entrega a la fuente fría tiene lugar dado la convención de signos.

Motor β

Tabla 6.13: Resultados prototipos β para el mes de Enero

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
β 100 %	7.88	1043.80	-365.24	0.75	127
β 120 %	13.23	1750.75	-584.20	0.76	76
β 140 %	10.76	1666	-572.24	0.65	93
β 160 %	13.21	1791.25	-588.91	0.74	76
β 180 %	10.89	1605.49	-520.18	0.68	92
β 200 %	11.77	1385.14	-408.75	0.85	85
β 220 %	14.67	1644.60	-513.70	0.89	69
β 240 %	14.73	1942.95	-577.28	0.76	68
β 260 %	17.03	2234.08	-678.50	0.76	59
β 280 %	17.08	2264.84	-706.83	0.75	59
β 300 %	21.33	2077.71	-613.12	1.03	47

Tabla 6.14: Resultados prototipos β para el mes de Febrero

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
β 100 %	6.56	1029.97	-365.92	0.64	153
β 120 %	11.12	1727.96	-585.29	0.64	90
β 140 %	8.71	1643.57	-573.29	0.53	115
β 160 %	11.09	1767.88	-590.02	0.63	91
β 180 %	9.02	1584.33	-521.16	0.57	111
β 200 %	10.28	1367.55	-409.52	0.75	98
β 220 %	12.80	1623.78	-514.68	0.79	79
β 240 %	12.65	1917.94	-578.36	0.66	80
β 260 %	14.57	2205.49	-679.78	0.66	69
β 280 %	14.53	2235.43	-708.17	0.65	69
β 300 %	19.10	2051.32	-614.29	0.93	53

Tabla 6.15: Resultados prototipos β para el mes de Marzo

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
β 100 %	7.35	1038.26	-365.51	0.71	137
β 120 %	12.38	1741.63	-584.64	0.71	81
β 140 %	9.94	1657.02	-572.66	0.60	101
β 160 %	12.36	1781.89	-589.35	0.69	81
β 180 %	10.14	1597.02	-520.57	0.63	99
β 200 %	11.17	1378.10	-409.06	0.81	90
β 220 %	13.92	1636.26	-514.09	0.85	72
β 240 %	13.90	1932.94	-577.71	0.72	72
β 260 %	16.05	2222.63	-679.01	0.72	63
β 280 %	16.06	2253.06	-707.37	0.71	63
β 300 %	20.43	2067.14	-613.59	0.99	49

Tabla 6.16: Resultados prototipos β para el mes de Abril

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
β 100 %	9.11	1056.77	-364.60	0.86	110
β 120 %	15.20	1772.11	-583.18	0.86	66
β 140 %	12.68	1687.02	-571.24	0.75	79
β 160 %	15.20	1813.14	-587.87	0.84	66
β 180 %	12.64	1625.31	-519.27	0.78	80
β 200 %	13.16	1401.62	-408.02	0.94	76
β 220 %	16.42	1664.11	-512.79	0.99	61
β 240 %	16.69	1966.38	-576.26	0.85	60
β 260 %	19.33	2260.87	-677.29	0.86	52
β 280 %	19.48	2292.39	-705.59	0.85	52
β 300 %	23.42	2102.43	-612.03	1.11	43

Tabla 6.17: Resultados prototipos β para el mes de Mayo

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
β 100 %	12.66	1094.10	-362.76	1.16	79
β 120 %	20.88	1833.60	-580.24	1.14	48
β 140 %	18.23	1747.56	-568.39	1.04	55
β 160 %	20.93	1876.17	-584.88	1.12	48
β 180 %	17.70	1682.37	-516.63	1.05	57
β 200 %	17.17	1449.03	-405.92	1.18	59
β 220 %	21.46	1720.26	-510.15	1.25	47
β 240 %	22.34	2033.78	-573.32	1.10	45
β 260 %	25.96	2337.94	-673.82	1.11	39
β 280 %	26.37	2371.69	-701.99	1.11	38
β 300 %	29.45	2173.55	-608.88	1.35	34

Tabla 6.18: Resultados prototipos β para el mes de Junio

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
β 100 %	13.55	1103.50	-362.29	1.23	74
β 120 %	22.32	1849.08	-579.50	1.21	45
β 140 %	19.62	1762.80	-567.67	1.11	51
β 160 %	22.38	1892.04	-584.13	1.18	45
β 180 %	18.98	1696.73	-515.97	1.12	53
β 200 %	18.18	1460.97	-405.39	1.24	56
β 220 %	22.73	1734.39	-509.49	1.31	45
β 240 %	23.76	2050.75	-572.58	1.16	43
β 260 %	27.63	2357.34	-672.95	1.17	37
β 280 %	28.11	2391.65	-701.08	1.18	36
β 300 %	30.96	2191.45	-608.09	1.41	33

Tabla 6.19: Resultados prototipos β para el mes de Julio

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
β 100 %	14	1108.22	-362.06	1.26	72
β 120 %	23.03	1856.84	-579.13	1.24	44
β 140 %	20.32	1770.44	-567.31	1.15	50
β 160 %	23.10	1899.99	-583.75	1.22	44
β 180 %	19.61	1703.93	-515.64	1.15	51
β 200 %	18.68	1466.94	-405.13	1.27	54
β 220 %	23.36	1741.48	-509.16	1.34	43
β 240 %	24.47	2059.24	-572.21	1.19	41
β 260 %	28.47	2367.06	-672.51	1.20	36
β 280 %	28.98	2401.65	-700.63	1.21	35
β 300 %	31.72	2200.41	-607.69	1.44	32

Tabla 6.20: Resultados prototipos β para el mes de Agosto

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
Beta 100 %	14.45	1112.93	-361.83	1.30	70
β 120 %	23.75	1864.61	-578.76	1.27	43
β 140 %	21.03	1778.09	-566.95	1.18	48
β 160 %	23.82	1907.95	-583.37	1.25	42
β 180 %	20.25	1711.14	-515.31	1.18	50
β 200 %	19.19	1472.93	-404.86	1.30	53
β 220 %	24.00	1748.57	-508.82	1.37	42
β 240 %	25.18	2067.75	-571.84	1.22	40
β 260 %	29.31	2376.79	-672.07	1.23	35
β 280 %	29.86	2411.66	-700.17	1.24	34
β 300 %	32.49	2209.39	-607.30	1.47	31

Tabla 6.21: Resultados prototipos β para el mes de Septiembre

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
β 100 %	11.32	1080.05	-363.45	1.05	89
β 120 %	18.74	1810.46	-581.35	1.04	54
β 140 %	16.14	1724.78	-569.46	0.94	62
β 160 %	18.77	1852.45	-586.01	1.01	54
β 180 %	15.80	1660.90	-517.62	0.95	64
β 200 %	15.66	1431.20	-406.71	1.09	64
β 220 %	19.56	1699.13	-511.14	1.15	52
β 240 %	20.21	2008.43	-574.42	1.01	50
β 260 %	23.47	2308.94	-675.13	1.02	43
β 280 %	23.78	2341.85	-703.34	1.02	43
β 300 %	27.18	2146.79	-610.07	1.27	37

Tabla 6.22: Resultados prototipos β para el mes de Octubre

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
β 100 %	11.50	1081.92	-363.36	1.06	87
β 120 %	19.03	1813.54	-581.20	1.05	53
β 140 %	16.42	1727.81	-569.32	0.95	61
β 160 %	19.06	1855.61	-585.86	1.03	53
β 180 %	16.05	1663.76	-517.49	0.96	63
β 200 %	15.86	1433.57	-406.61	1.11	64
β 220 %	19.81	1701.94	-511.01	1.16	51
β 240 %	20.49	2011.80	-574.28	1.02	49
β 260 %	23.80	2312.80	-674.95	1.03	43
β 280 %	24.12	2345.82	-703.16	1.03	42
β 300 %	27.48	2150.35	-609.91	1.28	37

Tabla 6.23: Resultados prototipos β para el mes de Noviembre

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
β 100 %	11.06	1077.25	-363.59	1.03	91
β 120 %	18.32	1805.84	-581.57	1.01	55
β 140 %	15.72	1720.23	-569.68	0.91	64
β 160 %	18.34	1847.72	-586.23	0.99	55
β 180 %	15.42	1656.62	-517.82	0.93	65
β 200 %	15.36	1427.64	-406.87	1.08	66
β 220 %	19.18	1694.91	-511.34	1.13	53
β 240 %	19.79	2003.37	-574.64	0.99	51
β 260 %	22.97	2303.16	-675.39	1.00	44
β 280 %	23.26	2335.90	-703.61	1.00	43
β 300 %	26.72	2141.45	-610.30	1.25	38

Tabla 6.24: Resultados prototipos β para el mes de Diciembre

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
β 100 %	7.61	1041.03	-365.38	0.73	132
β 120 %	12.80	1746.19	-584.42	0.73	79
β 140 %	10.35	1661.51	-572.45	0.62	97
β 160 %	12.79	1786.57	-589.13	0.72	79
β 180 %	10.51	1601.25	-520.38	0.66	96
β 200 %	11.47	1381.62	-408.90	0.83	88
β 220 %	14.29	1640.43	-513.90	0.87	70
β 240 %	14.32	1937.94	-577.49	0.74	70
β 260 %	16.54	2228.35	-678.75	0.74	61
β 280 %	16.57	2258.95	-707.10	0.73	61
β 300 %	20.88	2072.42	-613.35	1.01	48

Como se puede ver en los gráficos mostrados en esta sección, tanto la potencia como el calor que ingresa y sale del motor varían a medida que la temperatura del sumidero frío se ve afectado por la temperatura más frecuente de cada mes, eso lleva a una cantidad distinta de motores necesarios, por cada prototipo, para alcanzar el objetivo de 1[kW]. La cantidad máxima de motores necesarios por cada prototipo se muestra en la tabla 6.25

Tabla 6.25: Cantidad máxima de motores necesarios por cada prototipo β

Motor	Cantidad para lograr al menos 1kW
β 100 %	153
β 120 %	90
β 140 %	115
β 160 %	91
β 180 %	111
β 200 %	98
β 220 %	79
β 240 %	80
β 260 %	69
β 280 %	69
β 300 %	53

La eficiencia, por otro lado, también presenta variaciones mensuales en todo el conjunto de prototipos. Mas aún, el valor de dicha eficiencia incrementa para los meses donde la temperatura es menor a los 20[°C], como en los casos de Mayo, Junio, Julio y Agosto. Por otro lado, las menores eficiencias se logran en Febrero, donde la temperatura del sumidero frío alcanza su mayor valor y, por tanto, el ΔT es menor.

Recordando que según el análisis de sensibilidad a la temperatura de la fuente caliente, es preferible disponer de motores β con menores dimensiones puesto que, de enfrentarse a una menor temperatura en la fuente caliente es posible responder con una disminución en la la presión media del gas de trabajo a fin de mantener un rango razonable de velocidades de operación. Por ello, según lo aquí observado, los prototipos tipo β 120 % y 160 % se presentan como las mejores opciones en caso de seleccionar esta configuración. Ahora, si se supone que los costos de fabricación de cada motor incrementan con sus dimensiones generales, y obviamente con la cantidad de ellos, el prototipo β 120 % destaca como mejor opción.

Al momento de comparar las potencias entre el motor β 160 % y el β 120 % se tiene que, el primero entrega una potencia 20.21[W] por motor a una temperatura de sumidero frío 20[°C] (temperatura anual más frecuente), presión media del gas 301325 [Pa] y velocidad 76[rpm]. Por consiguiente, con 91 motores β 160 % se logra una potencia de 1839.11[W]. Para el segundo, a la misma temperatura de sumidero frío, 501325 [Pa] y 106 [rpm] se logra una potencia de 20.17[W] por motor y, para 90 de ellos, se entrega una potencia de salida de 1815.3 [W]. A pesar se la diferencia de potencia existente entre prototipos, a motivo de las variaciones en la temperatura de la fuente caliente, el motor β 120 % resulta en una opción más robusta.

Motores γ

De la misma forma que para los motores tipo β , con los motores γ se obtiene la potencia de salida de cada motor, el calor que ingresa y sale de él, su eficiencia térmica real y la cantidad de motores mínimos necesarios para lograr al menos 1[kW].

Tabla 6.26: Resultados prototipos γ para el mes de Enero

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
γ 100 %	156.27	13464.79	-1155.05	1.16	7
γ 120 %	174.32	14680.94	-1337.60	1.19	6
γ 140 %	190.79	15454.46	-1519.03	1.23	6
γ 160 %	237.81	18581.98	-1736.45	1.28	5
γ 180 %	261.93	19993.01	-2000.05	1.31	4
γ 200 %	285.93	20807.57	-2218.41	1.37	4
γ 220 %	335.09	23278.74	-2413.59	1.44	3
γ 240 %	366.24	23741.52	-2594.84	1.54	3
γ 260 %	398.74	24681.66	-2846.21	1.62	3
γ 280 %	420.43	26867.67	-3275.45	1.56	3
γ 300 %	1062.98	65498.53	-7226.80	1.62	1

Tabla 6.27: Resultados prototipos γ para el mes de Febrero

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
γ 100 %	151.69	13244.06	-1156.87	1.15	7
γ 120 %	169.06	14428.30	-1339.56	1.17	6
γ 140 %	184.86	15176.43	-1521.24	1.22	6
γ 160 %	230.91	18276.44	-1739.09	1.26	5
γ 180 %	254.03	19654.36	-2003.07	1.29	4
γ 200 %	277.20	20446.89	-2221.73	1.36	4
γ 220 %	325.48	22902.34	-2417.33	1.42	4
γ 240 %	355.91	23353.34	-2598.85	1.52	3
γ 260 %	385.17	24191.79	-2851.45	1.59	3
γ 280 %	407.52	26413.80	-3280.42	1.54	3
γ 300 %	1028.09	64316.14	-7240.25	1.60	1

Tabla 6.28: Resultados prototipos γ para el mes de Marzo

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
γ 100 %	154.44	13376.43	-1155.73	1.15	7
γ 120 %	172.21	14579.73	-1338.38	1.18	6
γ 140 %	188.42	15343.07	-1519.92	1.23	6
γ 160 %	235.05	18459.57	-1737.51	1.27	5
γ 180 %	258.76	19857.32	-2001.26	1.30	4
γ 200 %	282.43	20663.05	-2219.74	1.37	4
γ 220 %	331.24	23127.93	-2415.09	1.43	4
γ 240 %	362.10	23585.98	-2596.45	1.54	3
γ 260 %	391.95	24436.30	-2848.83	1.60	3
γ 280 %	415.26	26685.80	-3277.44	1.56	3
γ 300 %	1045.51	64906.32	-7233.54	1.61	1

Tabla 6.29: Resultados prototipos γ para el mes de Abril

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
γ 100 %	160.55	13671.66	-1153.45	1.17	7
γ 120 %	179.25	14917.93	-1335.75	1.20	6
γ 140 %	196.36	15715.32	-1516.96	1.25	6
γ 160 %	244.27	18868.65	-1733.97	1.29	5
γ 180 %	269.33	20310.78	-1997.22	1.33	4
γ 200 %	294.11	21146.05	-2215.30	1.39	4
γ 220 %	344.11	23631.97	-2410.08	1.46	3
γ 240 %	375.93	24105.85	-2591.09	1.56	3
γ 260 %	407.07	24982.72	-2842.99	1.63	3
γ 280 %	432.53	27293.72	-3270.79	1.58	3
γ 300 %	1084.40	66225.14	-7218.46	1.64	1

Tabla 6.30: Resultados prototipos γ para el mes de Mayo

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
γ 100 %	172.90	14268.17	-1148.84	1.21	6
γ 120 %	193.47	15601.52	-1330.45	1.24	6
γ 140 %	212.40	16467.98	-1511.00	1.29	5
γ 160 %	262.91	19695.99	-1726.62	1.33	4
γ 180 %	290.67	21227.86	-1989.07	1.37	4
γ 200 %	317.69	22123.13	-2206.34	1.44	4
γ 220 %	370.10	24651.88	-2399.68	1.50	3
γ 240 %	403.86	25157.99	-2579.96	1.61	3
γ 260 %	407.07	24982.72	-2842.99	1.63	3
γ 280 %	467.41	28524.19	-3257.38	1.64	3
γ 300 %	1162.90	68893.11	-7188.22	1.69	1

Tabla 6.31: Resultados prototipos γ para el mes de Junio

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
γ 100 %	176.01	14418.57	-1147.68	1.22	6
γ 120 %	197.05	15773.94	-1329.11	1.25	6
γ 140 %	216.44	16657.87	-1509.50	1.30	5
γ 160 %	267.61	19904.65	-1724.81	1.34	4
γ 180 %	296.05	21459.28	-1987.02	1.38	4
γ 200 %	323.64	22369.74	-2204.08	1.45	4
γ 220 %	376.65	24909.22	-2397.13	1.51	3
γ 240 %	410.89	25423.50	-2577.23	1.62	3
γ 260 %	445.31	26367.69	-2828.25	1.69	3
γ 280 %	476.20	28834.90	-3254	1.65	3
γ 300 %	1182.68	69566.54	-7180.60	1.70	1

Tabla 6.32: Resultados prototipos γ para el mes de Julio

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
γ 100 %	177.57	14493.97	-1147.10	1.23	6
γ 120 %	198.86	15860.63	-1328.29	1.25	6
γ 140 %	218.47	16753.08	-1508.75	1.30	5
γ 160 %	269.96	20009.27	-1723.91	1.35	4
γ 180 %	298.75	21575.32	-1985.99	1.38	4
γ 200 %	326.61	22493.41	-2202.95	1.45	4
γ 220 %	379.93	25038.26	-2395.85	1.52	3
γ 240 %	414.42	25556.64	-2575.87	1.62	3
γ 260 %	449.17	26507.69	-2826.76	1.69	3
γ 280 %	480.60	28990.73	-3252.31	1.66	3
γ 300 %	1192.60	69904.22	-7176.79	1.71	1

Tabla 6.33: Resultados prototipos γ para el mes de Agosto

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
γ 100 %	179.14	14569.50	-1146.52	1.23	6
γ 120 %	200.66	15947.23	-1327.61	1.26	5
γ 140 %	220.50	16848.46	-1508.00	1.31	5
γ 160 %	272.32	20114.07	-1723.01	1.35	4
γ 180 %	301.46	21691.91	-1984.72	1.39	4
γ 200 %	329.60	22617.31	-2201.82	1.46	4
γ 220 %	383.22	25167.54	-2394.57	1.52	3
γ 240 %	417.95	25690.04	-2574.50	1.63	3
γ 260 %	453.06	26648.36	-2824.92	1.70	3
γ 280 %	485.02	29146.87	-3250.62	1.66	3
γ 300 %	1202.53	70242.57	-7172.96	1.71	1

Tabla 6.34: Resultados prototipos γ para el mes de Septiembre

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
γ 100 %	168.25	14043.53	-1150.58	1.20	6
γ 120 %	188.12	15344.05	-1332.44	1.23	6
γ 140 %	206.36	16184.45	-1513.25	1.28	5
γ 160 %	255.90	19384.42	-1729.31	1.32	4
γ 180 %	282.64	20882.35	-1992.14	1.35	4
γ 200 %	308.81	21754.98	-2209.71	1.42	4
γ 220 %	360.32	24267.71	-2403.49	1.48	3
γ 240 %	393.33	24761.32	-2584.35	1.59	3
γ 260 %	426.12	25671.79	-2835.65	1.66	3
γ 280 %	454.27	28060.46	-3262.43	1.62	3
γ 300 %	1133.35	67887.83	-7199.60	1.67	1

Tabla 6.35: Resultados prototipos γ para el mes de Octubre

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
γ 100 %	168.87	14073.41	-1150.34	1.20	6
γ 120 %	188.83	15378.30	-1332.18	1.23	6
γ 140 %	207.16	16222.16	-1512.95	1.28	5
γ 160 %	256.83	19425.87	-1728.95	1.32	4
γ 180 %	283.71	20928.30	-1991.73	1.36	4
γ 200 %	309.99	21803.94	-2209.26	1.42	4
γ 220 %	361.62	24318.81	-2402.98	1.49	3
γ 240 %	394.73	24814.03	-2583.81	1.59	3
γ 260 %	427.65	25727.21	-2835.06	1.66	3
γ 280 %	456.02	28122.13	-3261.76	1.62	3
γ 300 %	1137.28	68021.53	-7198.09	1.67	1

Tabla 6.36: Resultados prototipos γ para el mes de Noviembre

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
γ 100 %	167.33	13998.73	-1150.92	1.20	6
γ 120 %	187.05	15292.71	-1332.84	1.22	6
γ 140 %	205.15	16127.92	-1513.69	1.27	5
γ 160 %	254.50	19322.31	-1729.85	1.32	4
γ 180 %	281.03	20813.48	-1992.75	1.35	4
γ 200 %	307.04	21681.60	-2210.38	1.42	4
γ 220 %	358.37	24191.14	-2404.25	1.48	3
γ 240 %	391.23	24682.33	-2585.16	1.59	3
γ 260 %	423.82	25588.75	-2836.53	1.66	3
γ 280 %	451.65	27968.04	-3263.44	1.61	3
γ 300 %	1127.45	67687.46	-7201.88	1.67	1

Tabla 6.37: Resultados prototipos γ para el mes de Diciembre

Motor	Potencia de salida[W]	Calor que ingresa [W]	Calor que sale [W]	Eficiencia térmica [%]	Cantidad para lograr al menos 1kW
γ 100 %	155.35	13420.59	-1155.39	1.16	7
γ 120 %	173.26	14630.31	-1337.99	1.18	6
γ 140 %	189.60	15398.73	-1519.48	1.23	6
γ 160 %	236.43	18520.74	-1736.98	1.28	5
γ 180 %	260.35	19925.13	-2000.66	1.31	4
γ 200 %	284.18	20735.27	-2219.07	1.37	4
γ 220 %	333.17	23203.29	-2414.34	1.44	4
γ 240 %	364.17	23663.71	-2595.65	1.54	3
γ 260 %	394.21	24517.99	-2847.96	1.61	3
γ 280 %	417.84	26776.68	-3276.45	1.56	3
γ 300 %	1051.33	65103.50	-7231.29	1.61	1

Como era de esperarse, a diferencia de los prototipos de configuración β , en este conjunto de prototipos la cantidad de motores necesarios para lograr la potencia de salida objetivo es considerablemente menor, como se puede observar en la tabla 6.38. Más aun, para este tipo de configuración la eficiencia térmica real para todo el conjunto de prototipos se mantiene mayor al 1 %.

Tabla 6.38: Cantidad máxima de motores necesarios por cada prototipo γ

Motor	Cantidad para lograr al menos 1kW
γ 100 %	7
γ 120 %	6
γ 140 %	6
γ 160 %	5
γ 180 %	4
γ 200 %	4
γ 220 %	4
γ 240 %	3
γ 260 %	3
γ 280 %	3
γ 300 %	1

Es relevante notar que las mayores eficiencias térmicas se logran para el prototipo γ 300 % y el γ 260 % demostrando que la geometría de los intercambiadores de calor implementados en dichos prototipos son especialmente óptimos para ellos, en particular para el γ 300 % el cual duplica la potencia de salida del γ 280 % . Es necesario recordar que, a pesar de que la selección de los prototipos originales se realiza buscando condiciones de operación similares al

contexto de aplicación esperado, ninguno de ellos ha sido especialmente optimizado para las condiciones puntuales. Sin embargo, se puede ver un claro aumento en la eficiencia térmica y potencia de salida del equipo a medida que sus medidas generales aumentan.

Contrastando estos resultados con lo obtenido durante el análisis de sensibilidad de los motores a una variación del 20 % en la temperatura de la fuente caliente, los prototipos de gran tamaño, como lo es el γ 300 % conservan un rango de operación de por lo menos 125 [rpm], por tanto, puede hacerse un uso más libre de ellos. Adicionalmente, al incrementar las dimensiones del prototipo, el aumento en la potencia generada ($W_{modelo\ adiab}$) es mayor que la tasa en la que incrementan las pérdidas por fricción lo que respalda la selección de prototipos de mayor tamaño por sobre los de menores dimensiones, a diferencia de lo ocurrido con los prototipos β .

Sin embargo y pese al incremento tanto de la potencia generada como de la eficiencia térmica real, que tienen lugar al incrementar el tamaño de los prototipos, se debe recordar que equipos de mayores dimensiones conllevan mayores dificultades en su manufactura. Así, desde esta perspectiva el motor γ 180 % con un diámetro del equipo de 585.5 [mm] es también una opción a tener presente, sobre todo si se tiene en cuenta que el prototipo γ 300 % requiere un diámetro 976.5[mm]. Así la combinación de 4 prototipos γ 180 % o un γ 300 % se muestran como alternativas razonables.

6.2. Componentes estructurales

Aquí se resume el dimensionamiento de las ruedas de inercia, bielas y manivelas. Esto, asumiendo que ambas configuraciones tienen el mismo mecanismo, a fin de lograr una mejor comparativa. Las dimensiones del sistema de transmisión de los motores γ se detalló previamente en la tabla 5.4, para el conjunto β se tiene lo señalado en la tabla 6.39 y 6.40.

Como se puede ver en las tablas posteriores, el dimensionamiento de algunos componentes estructurales demuestra que los prototipo tipo β no requieren de estructuras de grandes dimensiones, en comparación a los prototipos tipo γ . Mas aún, se puede notar al dimensionar el volante de inercia necesario, que ninguno de ellos supera los 60 [cm], por lo cual, la robustez del sistema de transmisión que entregará la potencia de salida al generador es menor que en el caso de los prototipos tipo γ .

En particular, al observar que el motor γ 300 % el cual cuenta con un diámetro del equipo aproximado de 976.5[mm] y una altura aproximada de 690 [mm](sin considerar el sistema de transmisión) se requiere de 4 volantes de inercia con un diámetro aproximado de 54.5[cm], en cambio el motor γ 180 % requiere solo 2 volantes de diámetro 33.10[cm]. Lo cual demuestra que, a pesar de los resultados discutidos en la sección previa, en términos constructivos es preferible seleccionar un prototipo de menores dimensiones e incrementar el número de ellos.

Tabla 6.39: Mecanismo de transmisión biela-manivela para los prototipos β .
(Parte 1)

Motor	Altura desplazador [mm]	Varilla conexión desplazador [mm]	Largo manivela pistón [mm]
100 %	221	143	30
120 %	265	172	36
140 %	309	200	42
160 %	354	229	48
180 %	398	257	54
200 %	442	286	60
220 %	486	315	66
240 %	530	343	72
260 %	575	372	78
280 %	619	400	84
300 %	663	429	90

Tabla 6.40: Mecanismo de transmisión biela-manivela para los prototipos β .
(Parte 2)

Motor	Largo manivela desplazador [mm]	Largo biela pistón [mm]	Largo biela desplazador [mm]
100 %	40	86.9	96.3
120 %	47	104.2	115.6
140 %	55	121.6	134.8
160 %	63	139.0	154.1
180 %	71	156.3	173.3
200 %	79	173.7	192.6
220 %	87	191.1	211.9
240 %	95	208.4	231.1
260 %	103	225.8	250.4
280 %	111	243.2	269.7
300 %	119	260.6	288.9

Tabla 6.41: Dimensionamiento de la biela y varilla del desplazador para el conjunto de motores β

Motor	Diámetro biela desplazador[cm]	Diámetro varilla desplazador[cm]	Deformación biela desplazador [mm]	Deformación varilla desplazador [mm]
100	0.6	0.7	0.20	0.22
120	0.7	0.9	0.26	0.23
140	0.9	1	0.24	0.29
160	0.9	1	0.22	0.27
180	0.9	1	0.21	0.25
200	0.8	1	0.18	0.18
220	0.9	1.1	0.20	0.20
240	1	1.2	0.20	0.21
260	1.1	1.3	0.21	0.23
280	1.1	1.4	0.26	0.24
300	1.2	1.5	0.28	0.26

Tabla 6.42: Dimensionamiento de la biela del pistón para el conjunto de motores β

Motor	Diámetro biela pistón [cm]	Deformación biela pistón [mm]
100	0.7	0.23
120	0.8	0.30
140	1	0.31
160	1	0.28
180	1	0.26
200	0.9	0.22
220	1	0.24
240	1.1	0.26
260	1.2	0.28
280	1.3	0.30
300	1.4	0.31

Tabla 6.43: Dimensionamiento de un volante de inercia solido de SAE 1020 para el conjunto de motores β

Motor	Inercia [Kgm ²]	Espesor[m]	Cantidad	Diámetro [cm]	Masa de cada rueda[kg]
100	0.81	0.03	2	13.24	3.25
120	1.68	0.03	2	19.03	6.71
140	6.90	0.03	2	38.57	27.59
160	4.65	0.03	2	31.68	18.61
180	5.08	0.03	2	33.10	20.31
200	2.69	0.03	2	24.07	10.75
220	4.06	0.03	2	29.59	16.24
240	7.00	0.03	2	38.86	28.01
260	10.41	0.03	4	33.51	20.82
280	18.63	0.04	4	38.82	37.25
300	45.90	0.05	4	54.50	91.80

Tabla 6.44: Dimensionamiento de la biela y varilla del desplazador para el conjunto de motores γ

Motor	Diámetro biela desplazador[cm]	Diámetro varilla desplazador[cm]	Deformación biela desplazador [mm]	Deformación varilla desplazador [mm]
100	1.1	1	0.15	0.17
120	1.3	1.2	0.19	0.21
140	1.5	1.4	0.22	0.24
160	1.7	1.6	0.26	0.28
180	1.9	1.8	0.30	0.31
200	2.1	2	0.33	0.35
220	2.3	2.2	0.37	0.38
240	2.5	2.4	0.41	0.42
260	3	2.9	0.34	0.35
280	2.9	2.8	0.48	0.49
300	3.1	3	0.51	0.52

Tabla 6.45: Dimensionamiento de la biela del pistón para el conjunto de motores γ

Motor	Diámetro biela pistón [cm]	Deformación biela pistón [mm]
100	1	0.56
120	1.3	0.58
140	1.5	0.69
160	1.7	0.80
180	1.9	0.91
200	2.1	1.03
220	2.3	1.14
240	2.5	1.25
260	2.9	1.74
280	2.9	1.48
300	3	1.68

Tabla 6.46: Dimensionamiento de un volante de inercia solido de SAE 1020 para los motores γ

Motor	Inercia [Kgm ²]	Espesor[m]	cantidad	Diámetro [cm]	Masa de cada rueda[kg]
100	0.81	0.03	2	13.24	3.25
120	1.68	0.03	2	19.03	6.71
140	6.90	0.03	2	38.57	27.59
160	4.65	0.03	2	31.68	18.61
180	5.08	0.03	2	33.10	20.31
200	2.69	0.03	2	24.07	10.75
220	4.06	0.03	2	29.59	16.24
240	7.00	0.03	2	38.86	28.01
260	10.41	0.03	4	33.51	20.82
280	18.63	0.04	4	38.82	37.25
300	45.90	0.05	4	54.50	91.80

Capítulo 7

Conclusiones

Durante el presente trabajo de titulación se ha explorado la posibilidad de explotar el recurso geotermal presente en la zona de Puyuhuapi, Aysén. Por medio de esta investigación se ha llegado a concluir que:

- Es posible extraer una potencia de al menos 1[kw] por medio del uso del ciclo Stirling, sin embargo, el contexto de aplicación limita sus posibilidades en forma considerable.
- Las configuraciones de motor cinemático adecuadas el contexto de aplicación son las de tipo β y tipo γ previamente señalados en este trabajo.
- Se determinó que al comparar las configuraciones del tipo β y tipo γ , este último presenta un mejor comportamiento al estudiar la sensibilidad del equipo y la potencia generada.
- Se identificó el impacto de las variaciones esperadas en la zona de Puyuhuapi sobre la potencia generada para cada uno de los 22 prototipos, dicho impacto repercute significativamente en las condiciones de operación posibles y la selección del prototipo adecuado.
- El uso de un modelo de segundo orden es esencial, tanto para la compresión del funcionamiento termodinámico del motor como para realizar una estimación adecuada de la potencia a generar y los requerimientos en los flujos de calor necesarios para el funcionamiento del motor. Ello permitirá, en trabajos posteriores, cotizar los equipos necesarios para cumplir los requerimientos aquí descritos.
- Por medio de las simulaciones realizadas se puede concluir que, para ninguna de las configuraciones es recomendable utilizar prototipos con dimensiones generales demasiado grandes, pues conlleva a la necesidad de componentes estructurales más robustos que disminuyen la factibilidad de este ciclo.
- A medida que los prototipos aumentan de tamaño, al momento de estudiar sus superficies de potencia para la misma variación en la velocidad, se tienen mayores variaciones en la potencia generada. Por tanto, se incrementan los requerimientos de control necesarios para forzar al equipo a trabajar en su punto óptimo, dicho de otro modo, es más

fácil que el equipo se escape de las condiciones óptimas de operación cuando este tiene grandes dimensiones, esto conlleva a un cambio marginal de la potencia más significativo.

- También es posible concluir, con respecto a las condiciones operacionales óptimas, que es preferible trabajar a menores valores de presión del gas de trabajo y por ende mayores velocidades del motor, a fin de establecer una holgura lo suficientemente amplia para resistir los cambios en las temperaturas de la fuente de calor y sumidero frío.

Bibliografía

- [1] D. Morata, L. Daniele, K. García, R. Maripangui, A. Negri, N. Pérez, M. Muñoz, and D. Aravena, “Estimación y valorización del potencial geotérmico en la Región de Aysén,” tech. rep., Centro de Excelencia en Geotermia de los Andes, Santiago, 2017.
- [2] F. D. E. Innovación, P. La, A. Generales, and D. E. L. A. Iniciativa, “Formulario presentación de iniciativas,” tech. rep., Centro de Excelencia en Geotermia de los Andes, Santiago, 2018.
- [3] S. R. Chambers, *A Low Temperature Defferential Stiling Engine for Power Generation*. PhD thesis, University of Canterbury, 2009.
- [4] M. Kitazaki, K. Yuzaki, and T. Akazawa, “Development of Zero Emission Generating System "Stirling Engine",” 2017.
- [5] I. Kolin, S. Koscak-kolin, M. Golub, and P. Engineering, “Geothermal Electricity Production By Means Ofthe Low Temperature Difference Stirling Engine,” 2000.
- [6] K. Wang, S. R. Sanders, S. Dubey, F. H. Choo, and F. Duan, “Stirling cycle engines for recovering low and moderate temperature heat: A review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 62, pp. 89–108, 2016.
- [7] Tendenzias Media, “Ventajas y Desventajas de un Motor Stirling - Erenovable.com,” 2020.
- [8] A. Duato, “Tipos de Motor Stirling | Blog SEAS,” 2016.
- [9] J. Sanchez, *Modelación Numérica, Diseño, Construcción y Análisis, de un Motor Stirling de Experimental del Desempeño Baja Entalpia*. PhD thesis, Universidad de Chile, 2012.
- [10] R. I. Navarrete, *Diseño de Motor Stirling para Generación Eléctrica con Fuentes Geotérmicas*. PhD thesis, Universidad de Chile, 2008.
- [11] D. G. Thombare and S. K. Verma, “Technological development in the Stirling cycle engines,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 12, no. 1, pp. 1–38, 2008.
- [12] J. R. Senft, “Development of a Direct Solar Stirling Engine: Mechanical Energy for Developing Countries on JSTOR,” *Journal of the Washington Academy of Sciences*, vol. Vol. 77, N, pp. 183–189, 1987.
- [13] V. Geisel, *Diseño de Un Motor Stirling Tipo Gamma de Baja Diferencia de Temperatura*. PhD thesis, Universidad de Chile, 2008.
- [14] W. R. Martini, “Stirling Engine Design Manual,” tech. rep., National Aeronautics and Space Administration, Washington, D.C, 1983.

- [15] L. Smith, B. Nuel, S. P. Weaver, S. Berkower, S. C. Weaver, and B. Gross, “25 kW Low-Temperature Stirling Engine for Heat Recovery, Solar, and Biomass Applications.” 2017.
- [16] N. C. J. Chen, F. P. Griffin, and C. D. West, “Linear Harmonic Analysis of Stirling Engine Thermodynamics,” tech. rep., Oak Ridge National Laboratory, Tennessee, 1984.
- [17] “Low Temperature Stirling Engines,” 2011.
- [18] N. C. J. Chen and F. P. Griffin, “A Review of Stirling Engine Mathematical Models,” tech. rep., OAK Ridge National Laboratory, Tennessee, 1983.
- [19] I. Urieli, “Stirling Cycle Machine Analysis,” 2016.
- [20] K. Hirata, “Schmidt theory for Stirling engines.” 1997.
- [21] Wikipedia, “Número de Nusselt - Wikipedia, la enciclopedia libre,” 2018.
- [22] M. S. Mon, “Numerical Investigation of Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop in Circular Finned-Tube Heat Exchangers,”
- [23] M. Janowski, “Alternative Ways of Utilising Geothermal Energy by Means of a Module Based on the Stirling Engine for Electricity Production,” *World Geothermal Congress 2015*, no. April, p. 5, 2015.
- [24] M. d. Energía, “Explorador Solar,” 2017.
- [25] Dassault Systemes, “Coeficiente de transferencia de calor por convección - 2011 - Ayuda de SOLIDWORKS,” 2011.
- [26] ASME, “ASME Boilers and Pressure Vessel Code,” pp. 651–652, 2019.
- [27] J. R. Senft, “Optimum Stirling engine geometry,” *International Journal of Energy Research*, vol. 26, no. 12, pp. 1087–1101, 2002.
- [28] C. H. Cheng and H. S. Yang, “Optimization of geometrical parameters for Stirling engines based on theoretical analysis,” *Applied Energy*, vol. 92, pp. 395–405, 4 2012.
- [29] H. Karabulut, H. S. Yücesu, C. Çinar, and F. Aksoy, “An experimental study on the development of a β -type Stirling engine for low and moderate temperature heat sources,” *Applied Energy*, vol. 86, no. 1, pp. 68–73, 2009.
- [30] C. A. R. Piedrahita and H. F. Q. Riaza, “Prediction of in-cylinder pressure, temperature, and loads related to the crank slider mechanism of I.C. engines: A computational model,” *SAE Technical Papers*, no. July 2015, 2003.
- [31] E. Gabriel, “El volante de inercia es un elemento mecánico capaz de almacenar energía cinética,” 2014.
- [32] C. H. Cheng and Y. J. Yu, “Dynamic simulation of a beta-type Stirling engine with cam-drive mechanism via the combination of the thermodynamic and dynamic models,” *Renewable Energy*, vol. 36, no. 2, pp. 714–725, 2011.
- [33] W. L. Chen, K. L. Wong, and L. W. Po, “A numerical analysis on the performance of a pressurized twin power piston gamma-type Stirling engine,” *Energy Conversion and Management*, vol. 62, pp. 84–92, 2012.

Anexo A

Imágenes

A.1. Superficies de potencia

Muestra	Nombre	Norte	Este	SW %	pH	Ec	T°	Eh	SiO ₂	Cl-	SO ₄ -2	HCO ₃ -	CO ₃ -2	Na+	K+	Ca+2	Mg+2	F-	Br-	Li	B	δD	δ18O	Balance
D		WGS84 18°S				[µS/cm]	[°C]	[mV]	[mg/L]											[ppb]		[‰V-SMOW]	[‰]	
1	Gañole	5084758	691509	99.0	7.5	11660	60.9	-53.0	109.00	3504.37	177.54	52.88	-	1630.00	100.00	447.60	23.10	<0.05	13.75	966.79	1216.33	-51.47	-7.71	-2.92
2	Puerto Bonito	5130766	681919	-	9.6	360	42.0	-219.0	86.00	36.84	28.94	53.90	1.02	64.00	2.90	1.71	0.14	0.47	0.13	10.33	302.17	-58.33	-9.58	5.57
3	Puyuhuapi	5079598	687575	19.1	7.5	3020	50.0	67.3	61.00	675.02	334.52	25.02	-	366.00	13.76	172.80	1.05	0.50	2.68	17.75	448.75	-59.46	-7.56	-2.90
4	Puyuhuapi	5079607	687621	21.4	7.5	3250	50.0	73.9	57.00	756.90	367.75	17.61	-	402.00	12.96	189.90	0.89	0.51	2.97	18.59	472.31	-64.10	-7.73	-3.51
5	Vientiquero	5084056	693193	11.7	6.8	2350	85.7	-42.5	143.00	416.05	142.20	321.15	-	336.00	27.80	61.00	2.95	1.17	1.56	525.28	656.72	-67.84	-8.66	-3.69
6	El Sauce	5121942	697678	-	8.3	950	72.0	-83.9	63.00	119.42	120.10	33.97	1.38	133.00	3.45	9.88	0.02	1.37	0.50	38.15	362.44	-61.53	-8.24	-1.19
7	Isla Magdalena	5062248	681263	16.3	7.1	4660	63.4	-220.6	72.00	1349.61	219.47	17.86	-	528.00	20.55	320.50	1.62	0.16	5.71	106.78	137.00	-53.21	-8.18	-4.10
8	Isla Magdalena	5062132	681070	20.5	7.5	5340	77.1	-225.2	75.00	1699.26	249.33	11.80	-	624.00	23.15	380.50	4.04	0.15	7.20	124.82	166.95	-53.54	-8.35	-6.33
9	El Engaño	4854415	669647	-	9.5	284	33.2	-79.2	77.00	18.32	27.87	29.84	3.19	51.60	1.84	2.69	0.01	3.96	0.07	44.37	56.16	-89.22	-12.28	12.14
10	Huñia	4868685	667620	-	7.9	217	39.3	202.6	50.00	10.16	17.03	47.47	-	33.40	0.79	5.13	0.18	7.02	<0.05	54.88	47.19	-87.12	-11.83	-1.26
11	Los Pobres	5037646	673198	3.4	8.4	1308	47.7	-105.6	54.00	280.57	191.29	32.58	-	212.00	9.40	26.94	6.74	0.62	1.13	100.27	157.92	-59.39	-9.33	-4.68
12	Chilcoanal	4979824	649828	5.7	7.2	2125	45.5	175.5	122.00	393.17	273.60	217.99	-	334.00	31.00	72.15	4.37	0.71	1.47	1269.85	738.16	-61.82	-8.45	-2.86
13	Puerto Pérez	4986243	641401	10.4	6.9	1804	83.0	30.8	138.00	714.76	176.28	107.92	-	456.00	32.40	78.65	1.55	1.06	2.30	1635.36	4089.54	-63.67	-9.05	-1.92
14	Puerto Cristal	4835765	697255	-	8.0	872	54.1	-137.0	59.00	137.72	50.52	129.19	-	149.00	3.76	11.68	0.23	11.17	0.53	404.97	869.53	-101.86	-13.51	-3.17
15	Queulat	5068330	694291	8.7	6.4	3000	37.4	56.4	131.00	310.03	136.71	1342.49	-	500.00	41.20	111.25	42.40	0.43	0.51	653.82	1951.78	-62.67	-7.79	-2.72
16	Río Rodríguez	5144136	683911	-	9.3	445	61.4	-173.5	59.00	61.81	43.98	21.25	0.71	76.50	1.97	3.19	0.01	0.29	0.28	61.36	526.72	-59.74	-8.47	7.41
20	Fiorido Puyuhuapi	5084720	692506	SW	8.0	11530	8.3	252.5	12.00	3540.69	485.02	35.15	-	1860.00	84.00	75.78	228.00	<0.05	15.00	27.83	745.56	-57.38	-8.45	-2.37
21	Fiorido Pto. Cisne	5038594	673625	SW	7.9	20300	8.9	225.6	8.00	8283.97	1023.06	62.28	-	4460.00	194.50	168.20	518.00	<0.05	34.84	61.63	1667.98	-44.24	-6.39	-1.27
22	Fiorido de Aysén	4980789	648663	SW	7.6	19600	10.8	186.7	9.00	6869.31	926.90	58.70	-	3330.00	158.50	138.00	424.00	<0.05	26.88	52.14	1395.20	-49.90	-6.04	-5.85
30	Lluvia Bahía Murta	4854423	675786	FW	5.9	62	7.4	141.5	0.14	1.24	0.24	2.03	-	0.48	<0.10	1.07	0.03	0.42	<0.05	<0.17	0.46	-83.31	-10.55	-10.59
31	Lluvia Coyhaique	4854423	675786	FW	6.1	36	16.4	141.5	0.22	0.11	0.11	2.03	-	<0.10	0.09	0.51	0.04	<0.05	<0.05	<0.17	4.41	-116.16	-14.78	-13.73
32	Lluvia Puyuhuapi	5089251	694791	FW	6.0	198	8.1	195.2	0.01	0.26	<0.05	1.53	-	0.21	0.24	0.19	0.03	<0.05	<0.05	<0.10	0.30	-37.36	-6.05	-8.32

Figura A.1: Análisis químico e isotópico de agua meteórica, termal y de fiordo en la región de Aysén.[1]

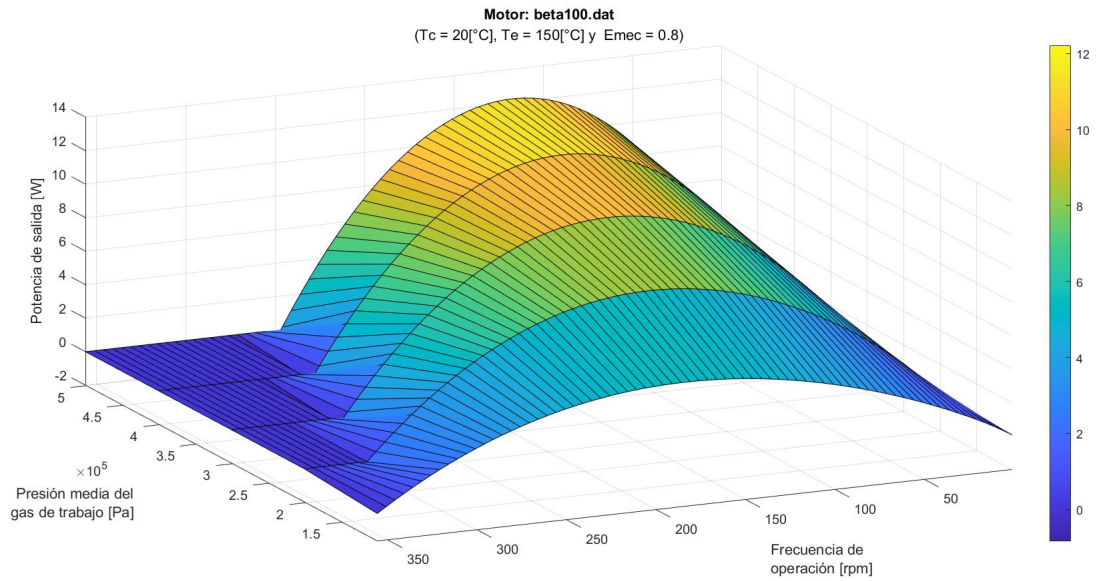


Figura A.2: Superficie de potencia para motor β 100 %.

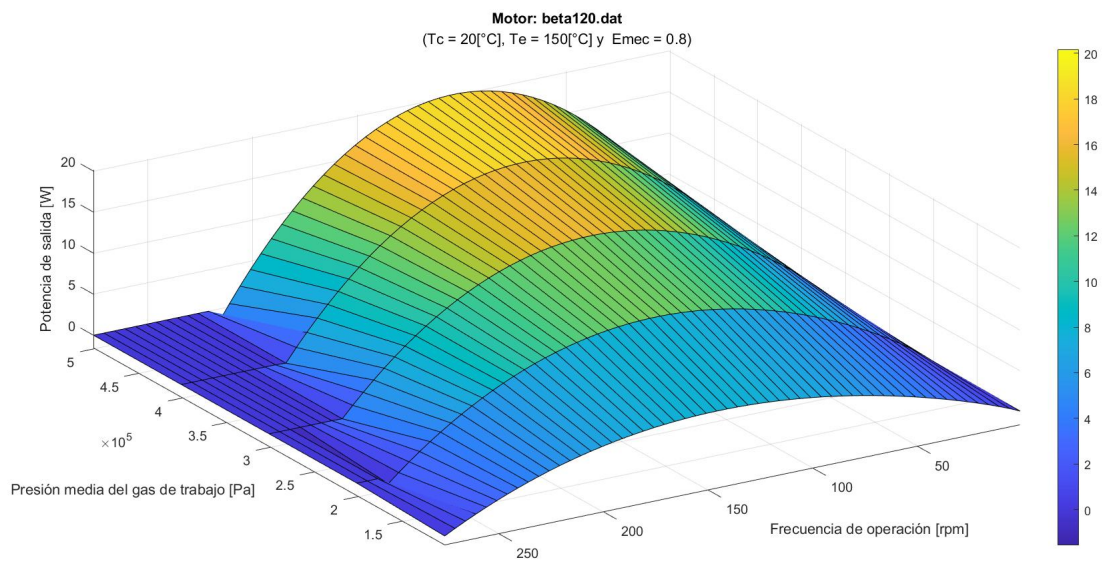


Figura A.3: Superficie de potencia para motor β 120 %.

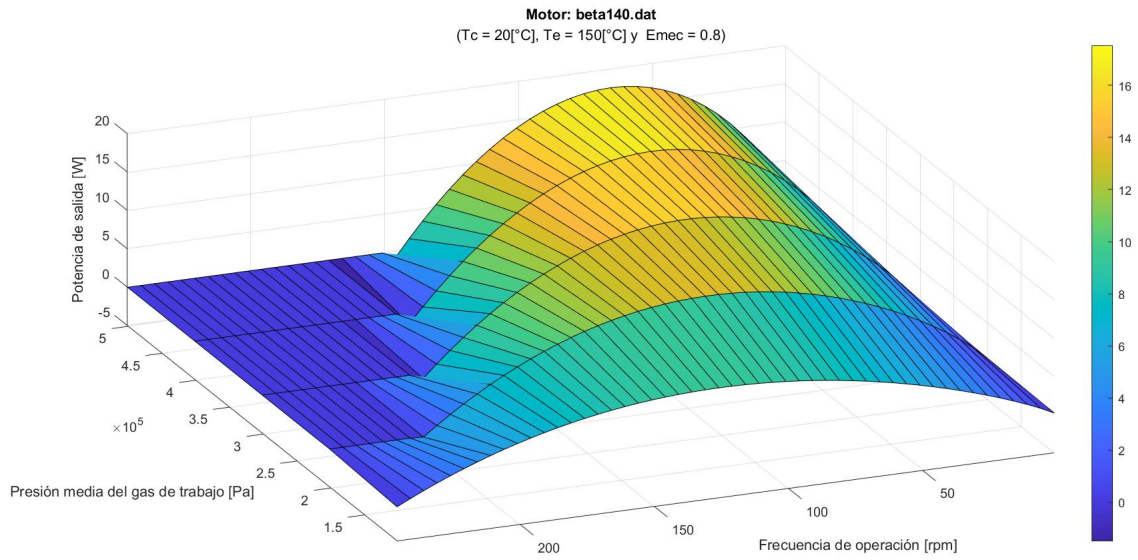


Figura A.4: Superficie de potencia para motor β 140 %.

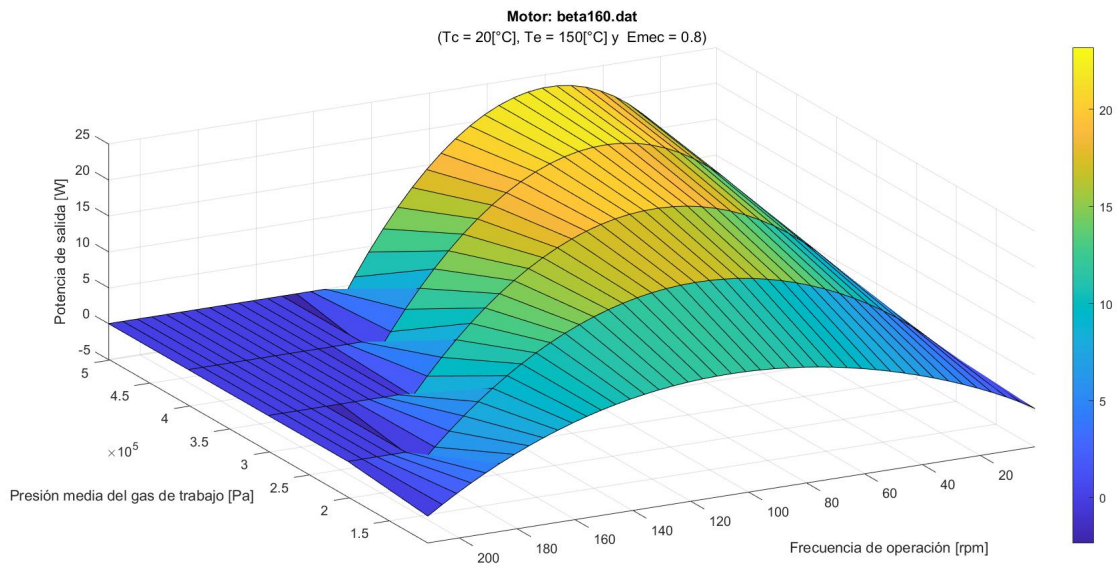


Figura A.5: Superficie de potencia para motor β 160 %.

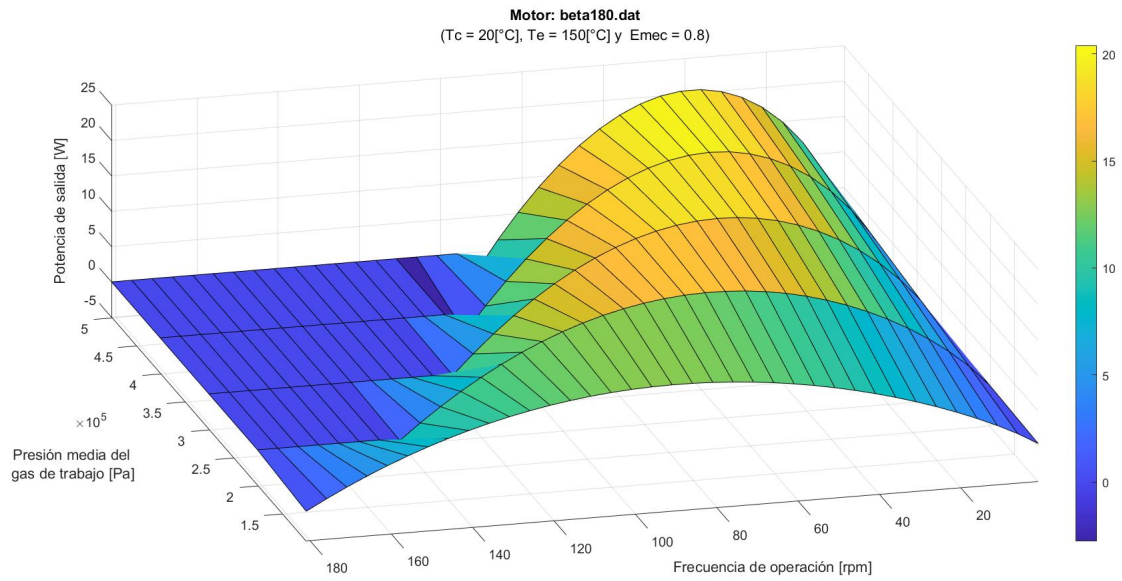


Figura A.6: Superficie de potencia para motor β 180 %.

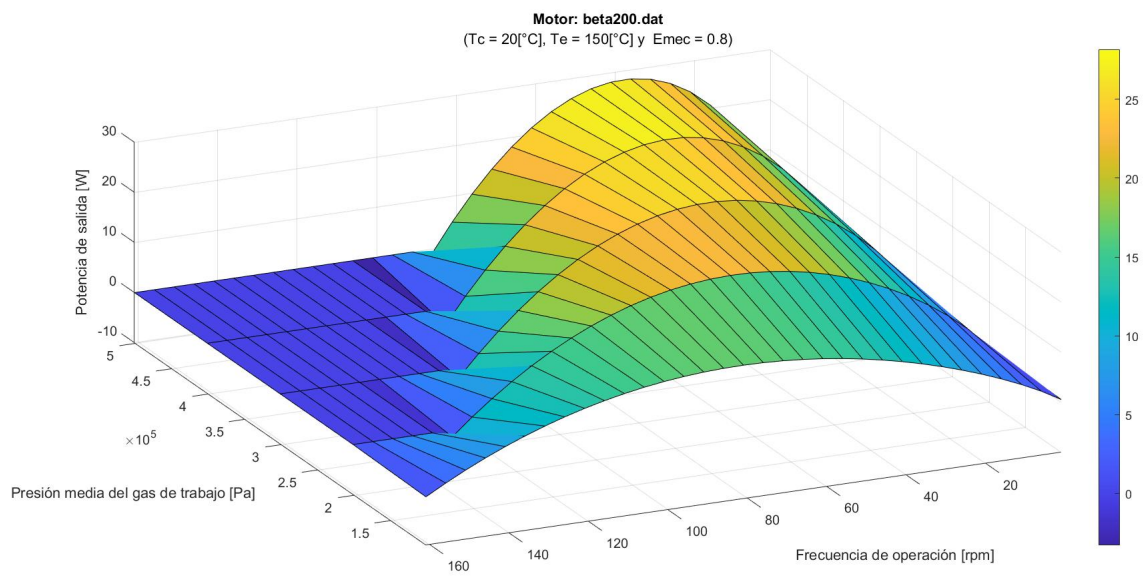


Figura A.7: Superficie de potencia para motor β 200 %.

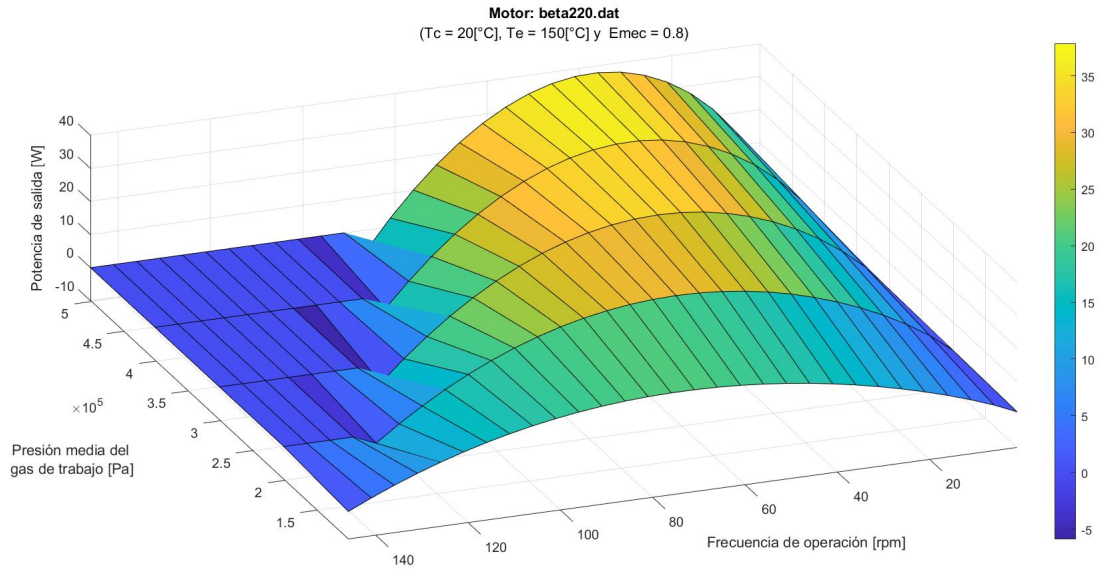


Figura A.8: Superficie de potencia para motor β 220 %.

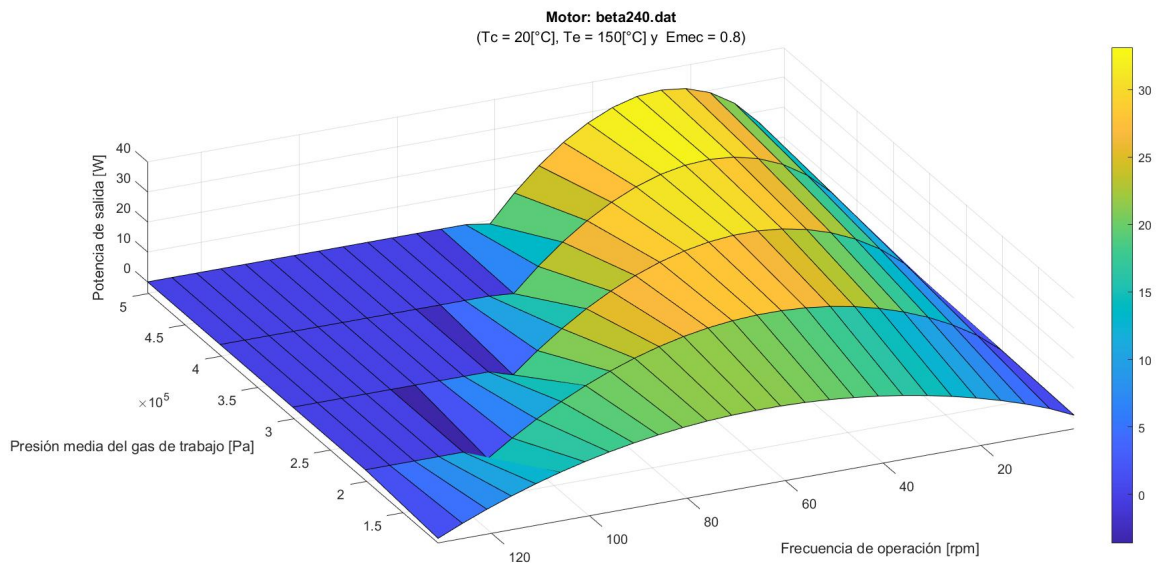


Figura A.9: Superficie de potencia para motor β 240 %.

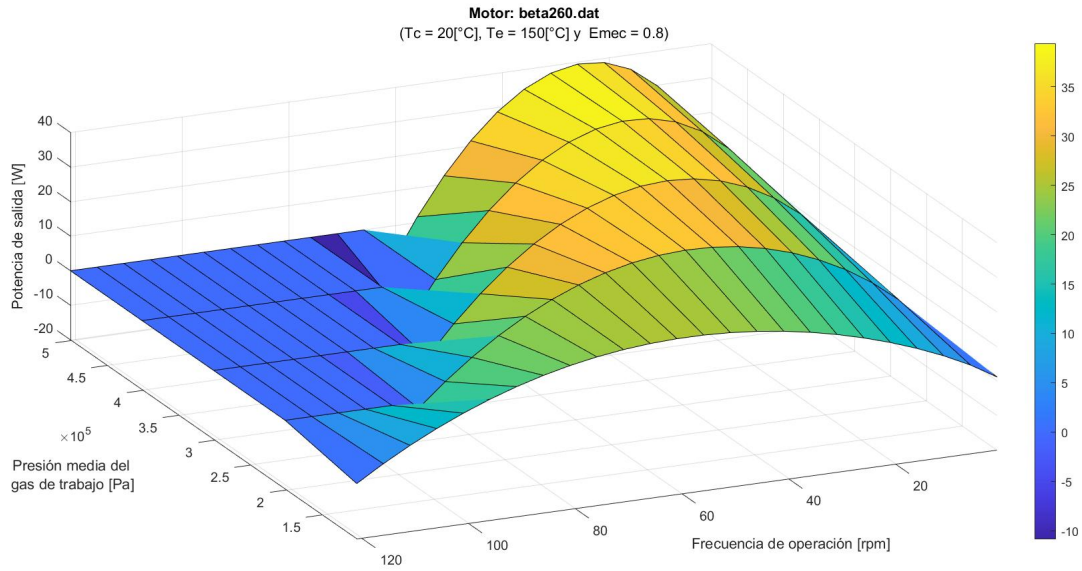


Figura A.10: Superficie de potencia para motor β 260 %.

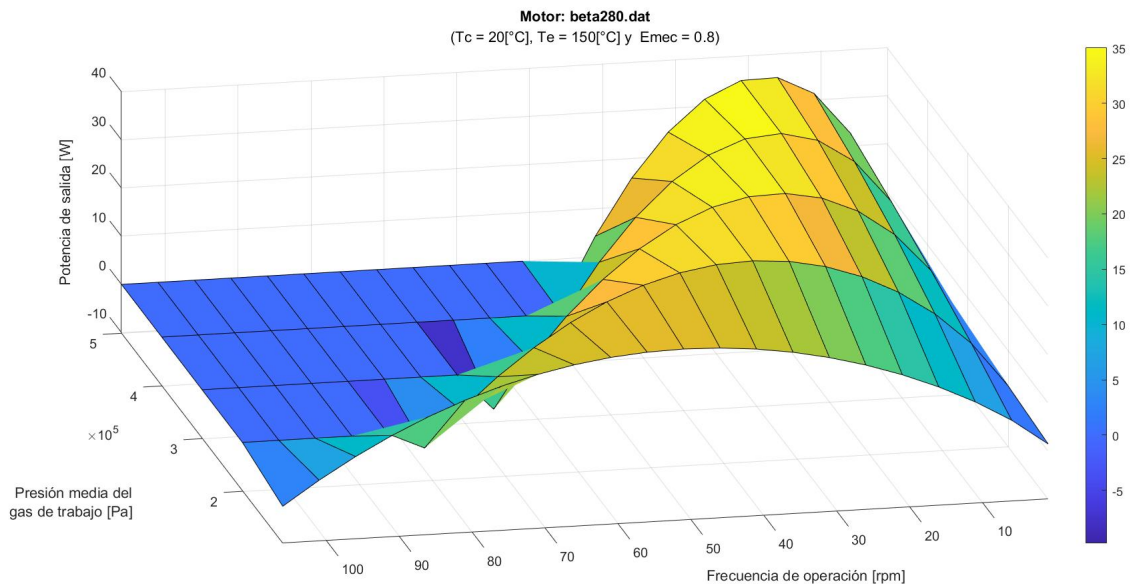


Figura A.11: Superficie de potencia para motor β 280 %.

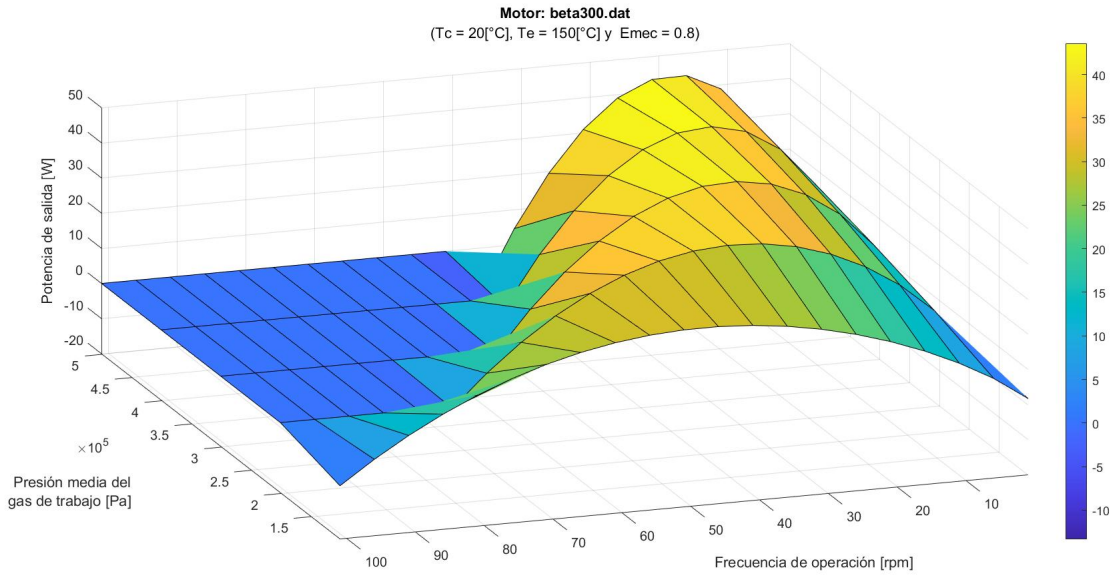


Figura A.12: Superficie de potencia para motor β 300 %.

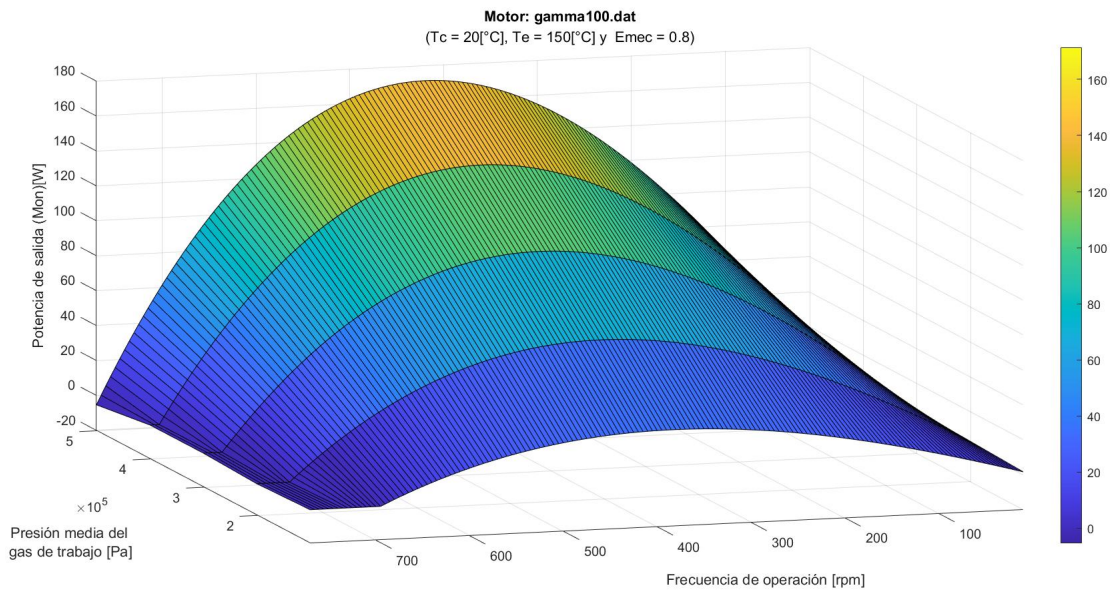


Figura A.13: Superficie de potencia para motor γ 100 %.

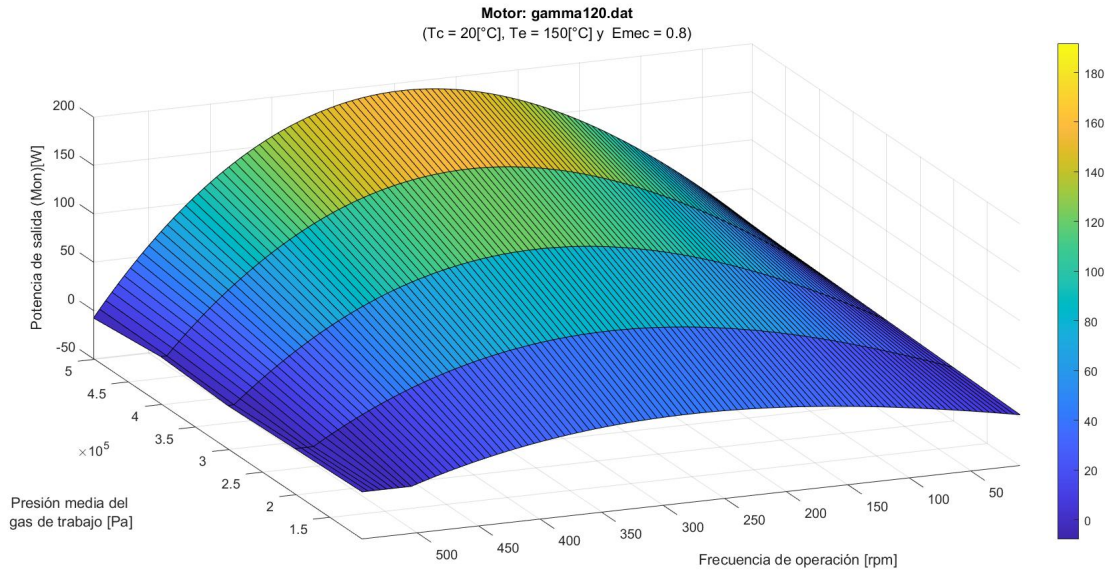


Figura A.14: Superficie de potencia para motor γ 120 %.

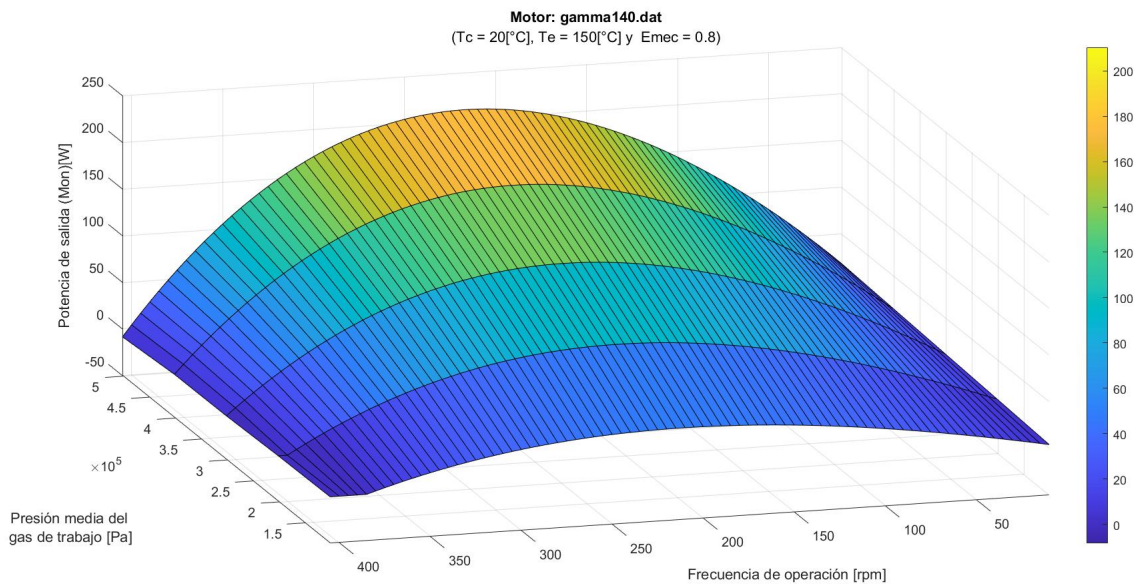


Figura A.15: Superficie de potencia para motor γ 140 %.

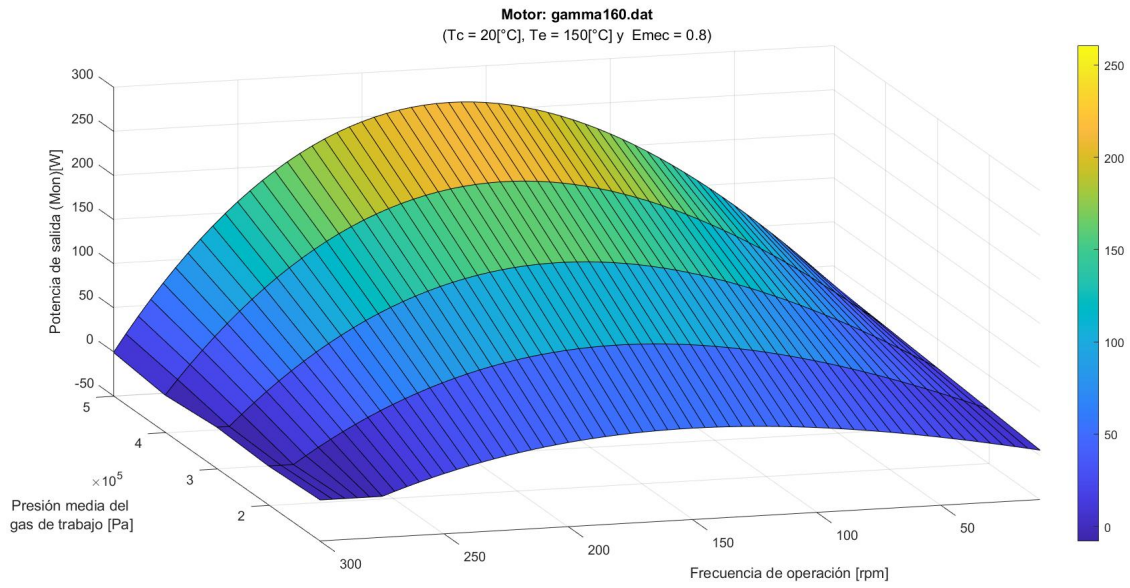


Figura A.16: Superficie de potencia para motor γ 160 %.

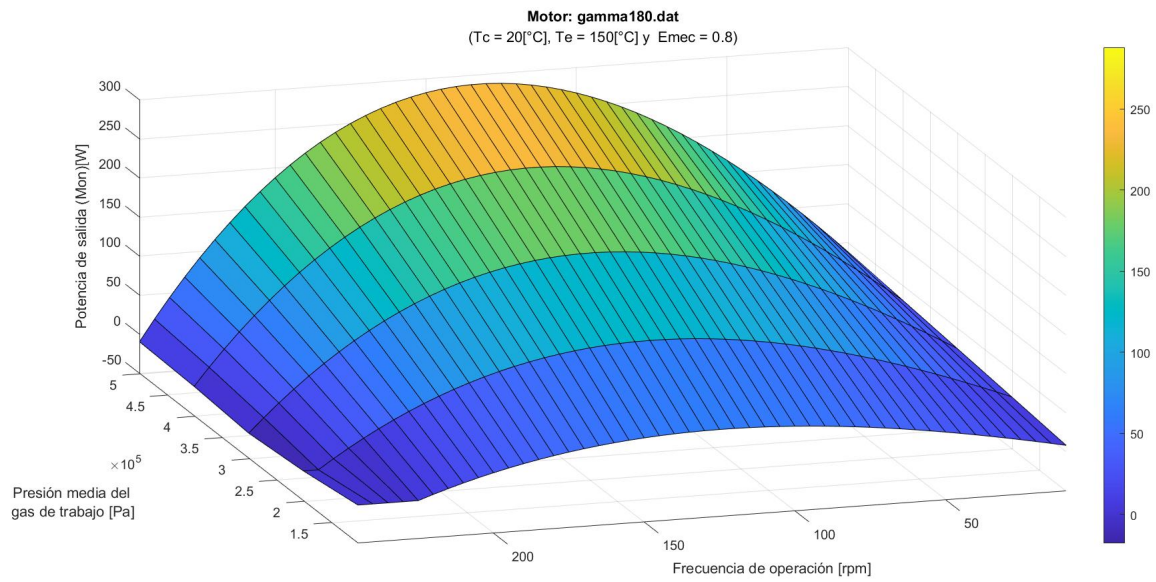


Figura A.17: Superficie de potencia para motor γ 180 %.

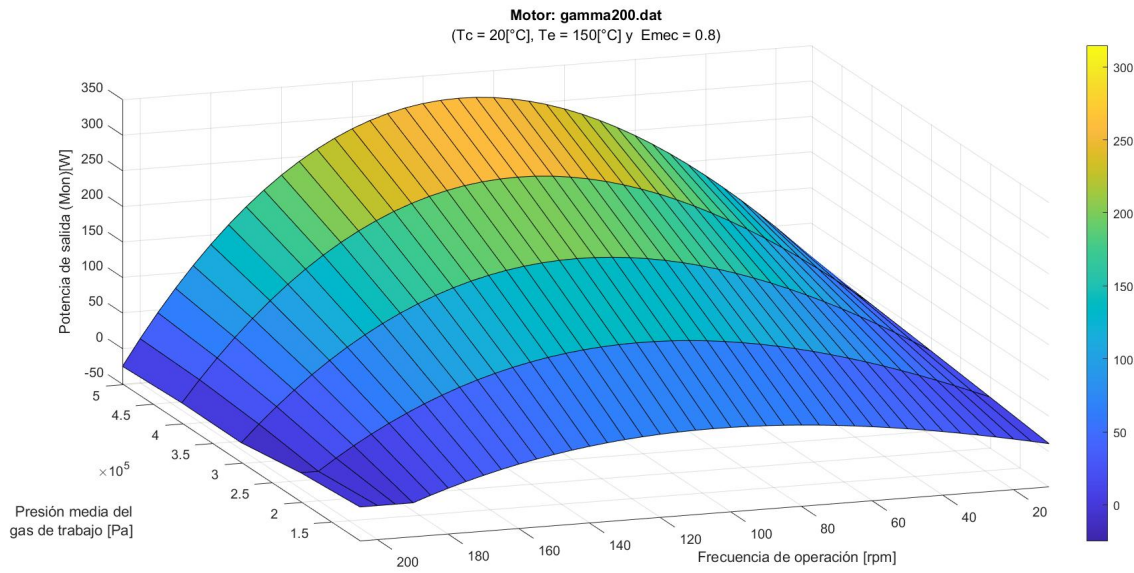


Figura A.18: Superficie de potencia para motor γ 200 %.

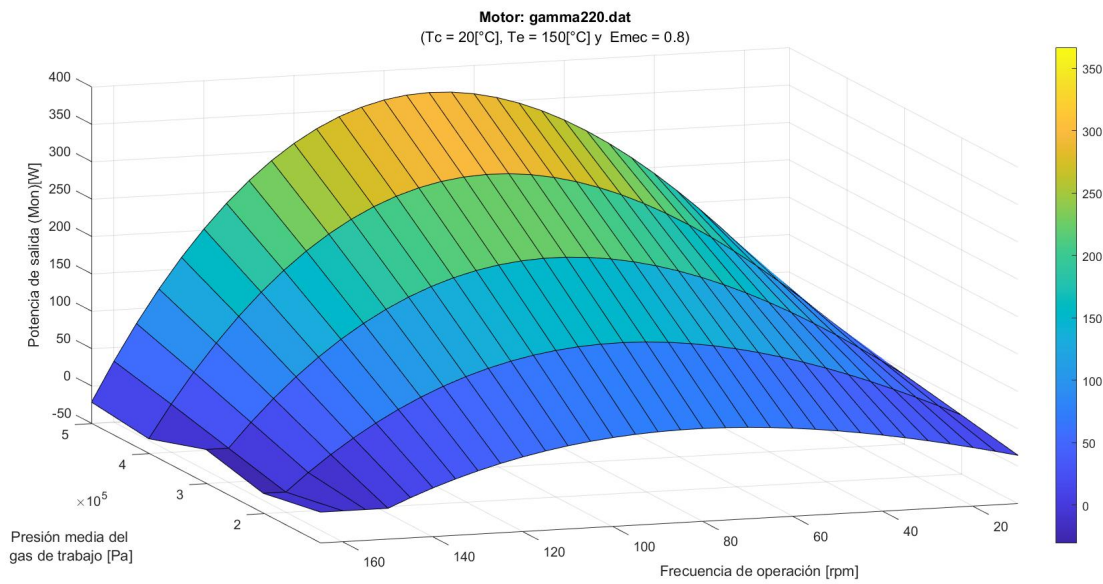


Figura A.19: Superficie de potencia para motor γ 220 %.

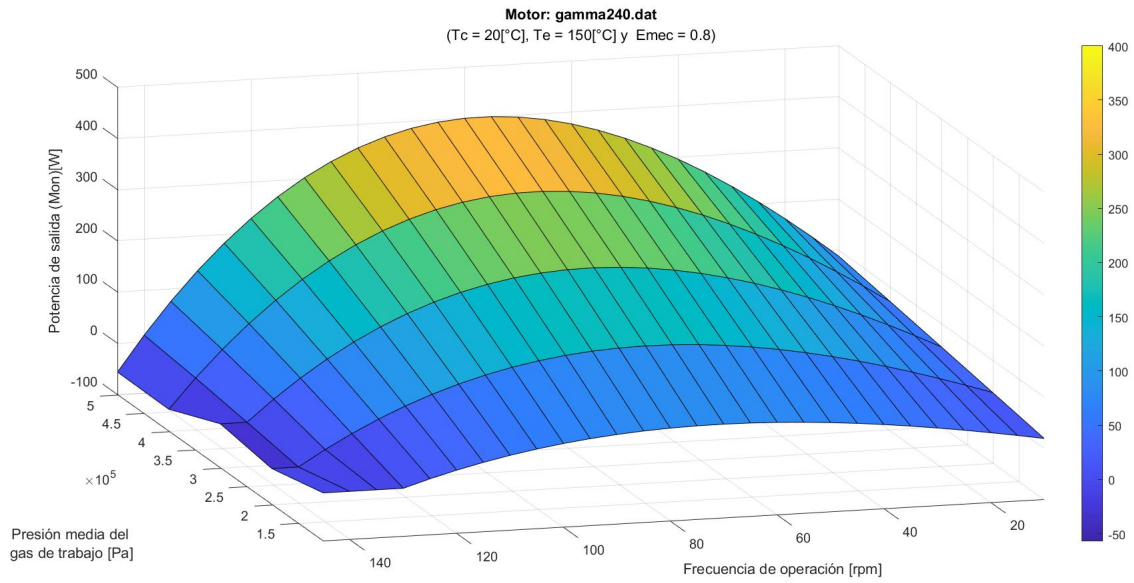


Figura A.20: Superficie de potencia para motor γ 240 %.

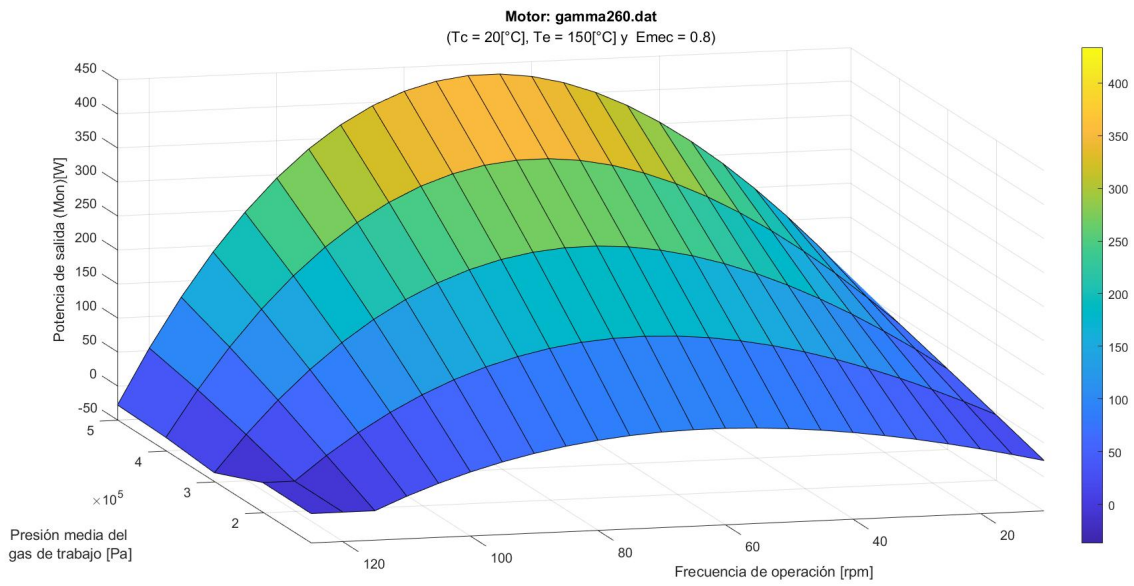


Figura A.21: Superficie de potencia para motor γ 260 %.

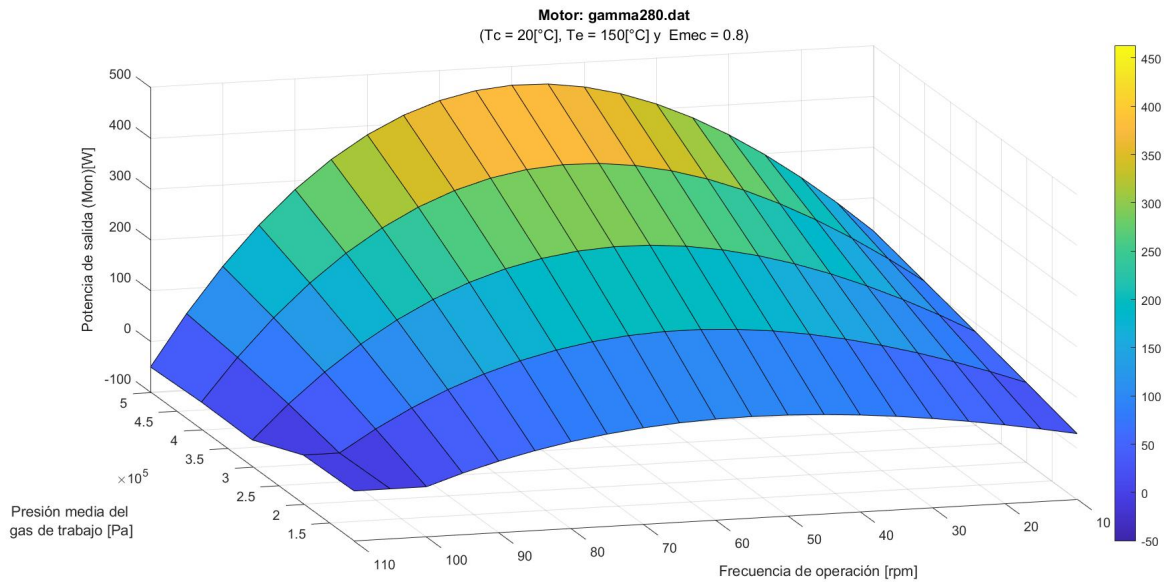


Figura A.22: Superficie de potencia para motor γ 280 %.

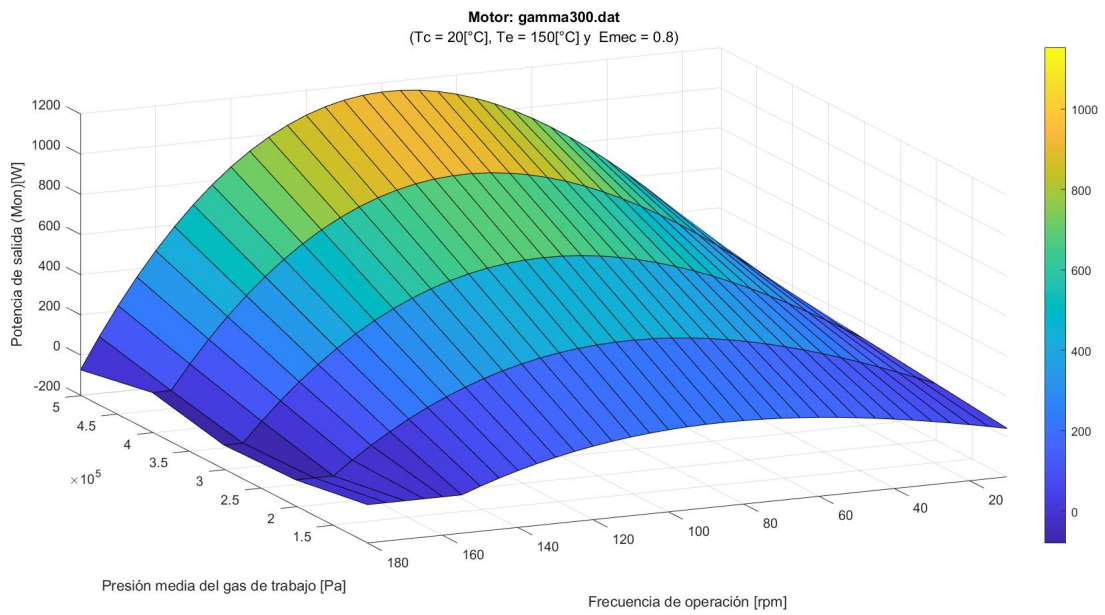


Figura A.23: Superficie de potencia para motor γ 300 %.

A.2. Histogramas

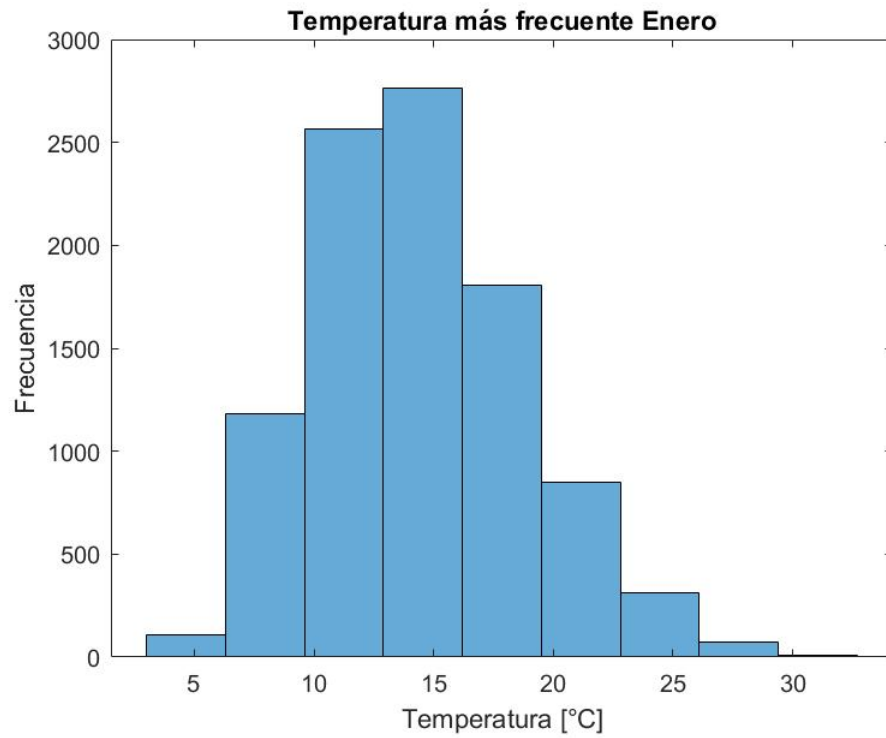


Figura A.24: Histograma de temperatura ambiental para Enero.

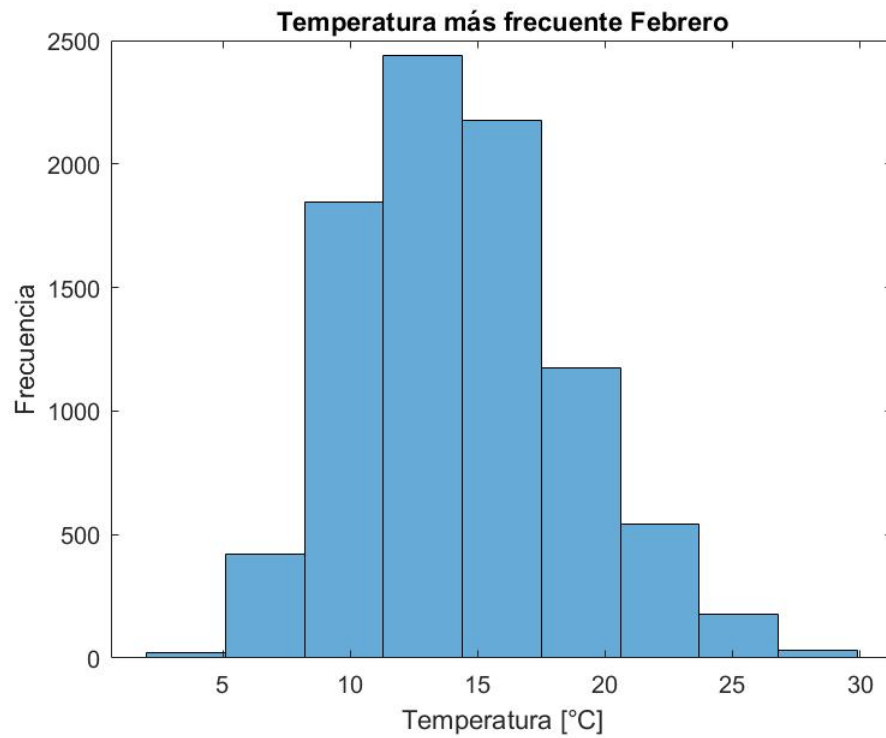


Figura A.25: Histograma de temperatura ambiental para Febrero.

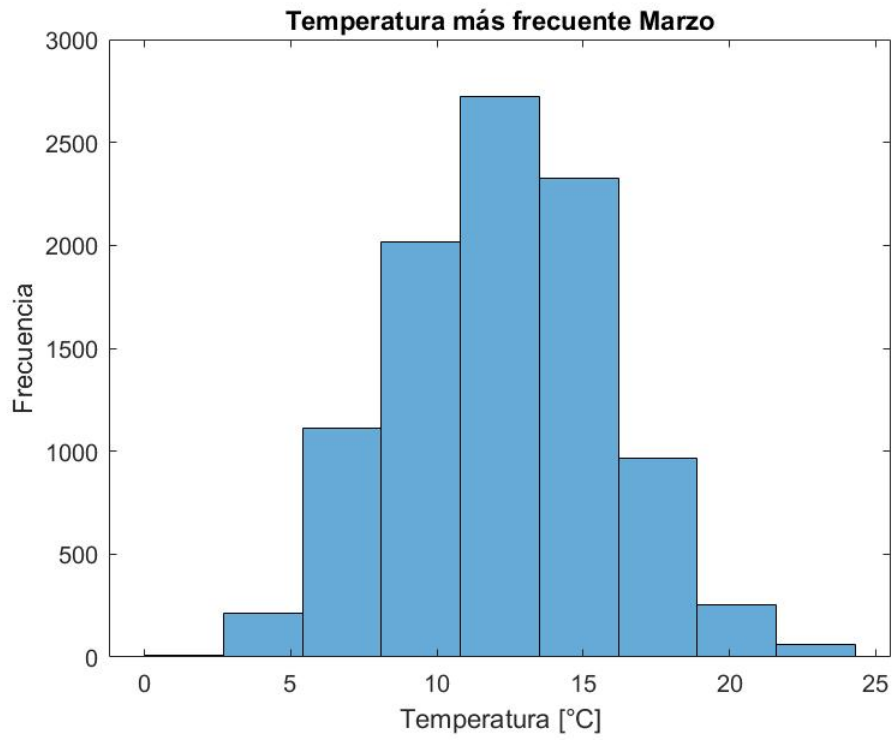


Figura A.26: Histograma de temperatura ambiental para Marzo.

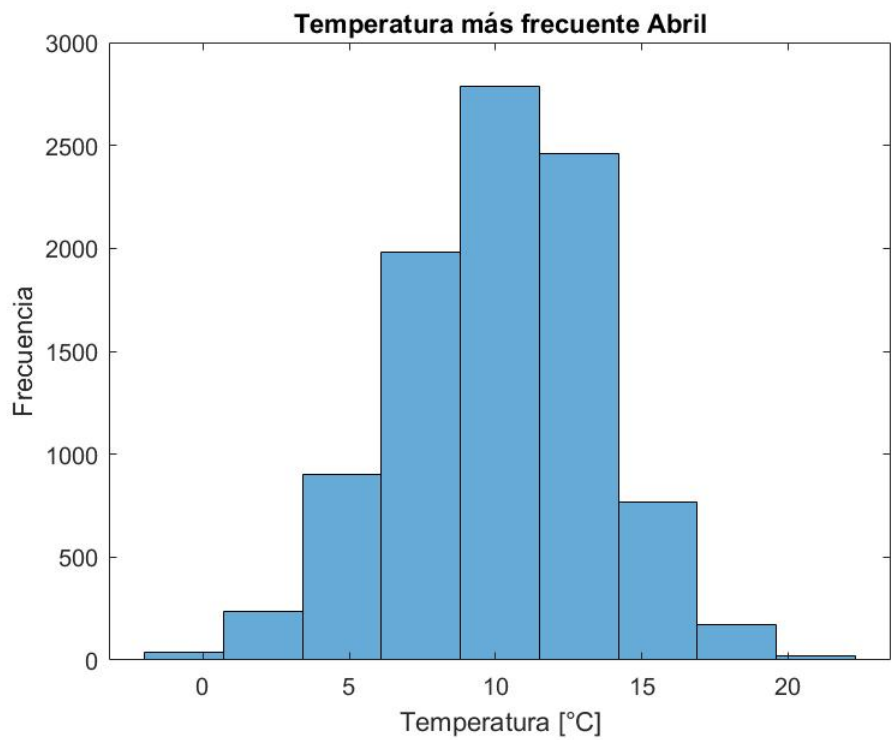


Figura A.27: Histograma de temperatura ambiental para Abril.

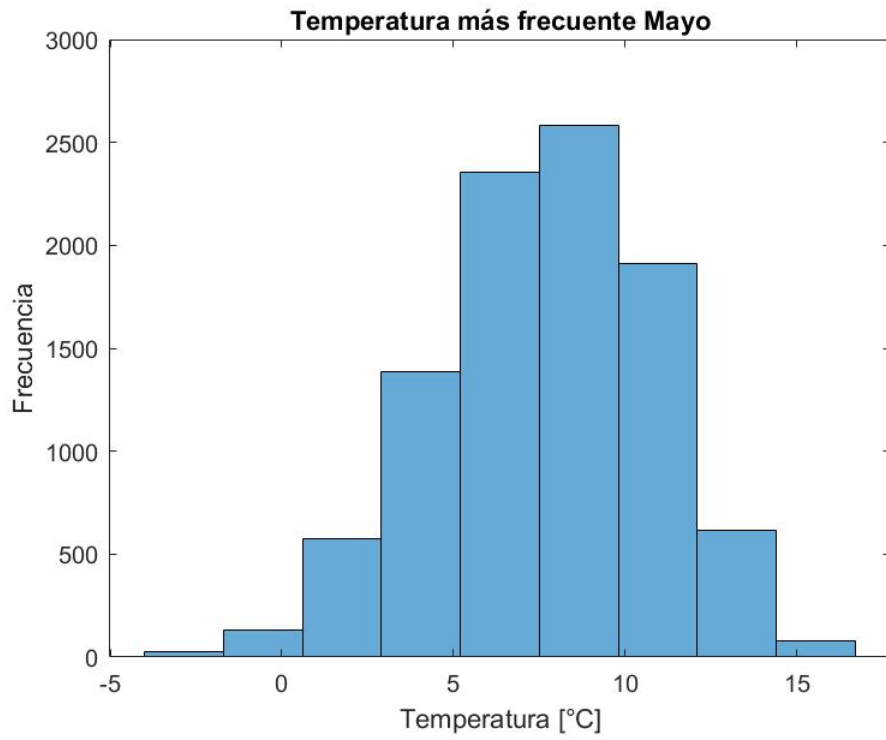


Figura A.28: Histograma de temperatura ambiental para Mayo.

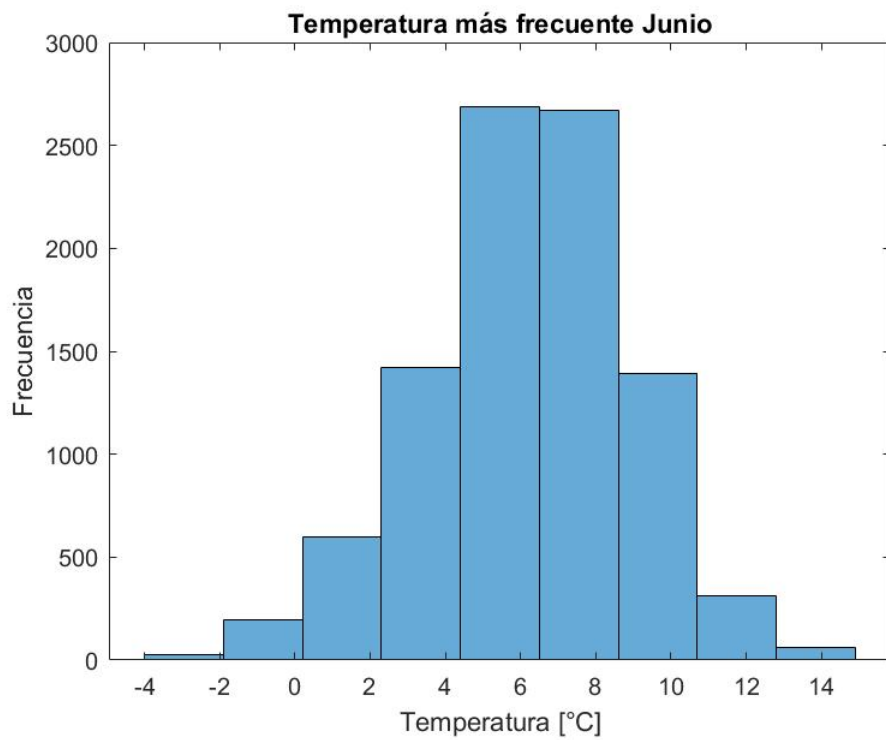


Figura A.29: Histograma de temperatura ambiental para Junio.

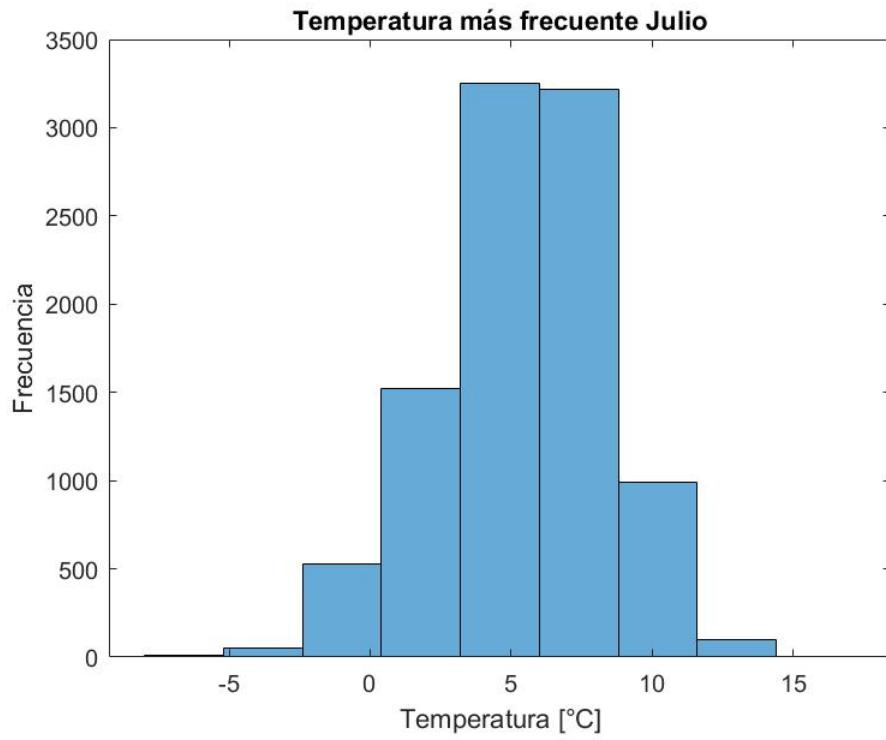


Figura A.30: Histograma de temperatura ambiental para Julio.

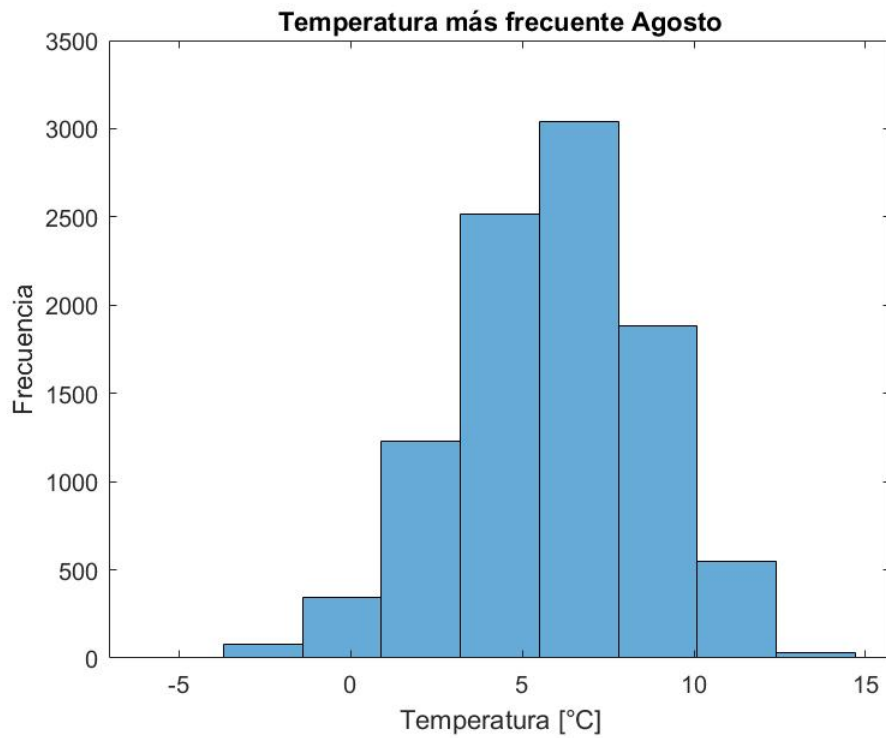


Figura A.31: Histograma de temperatura ambiental para Agosto.

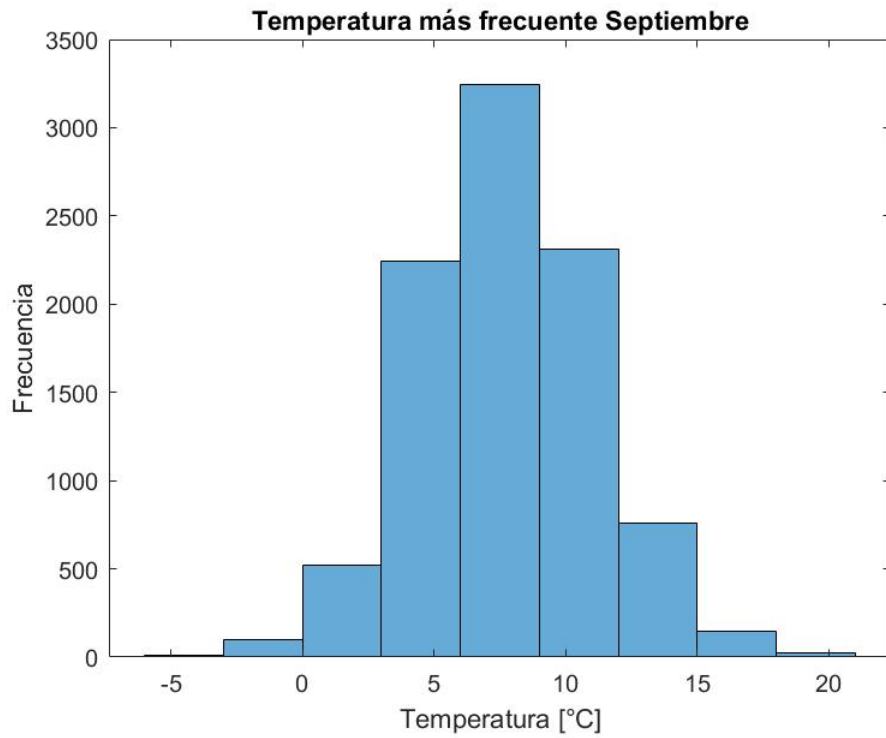


Figura A.32: Histograma de temperatura ambiental para Septiembre.

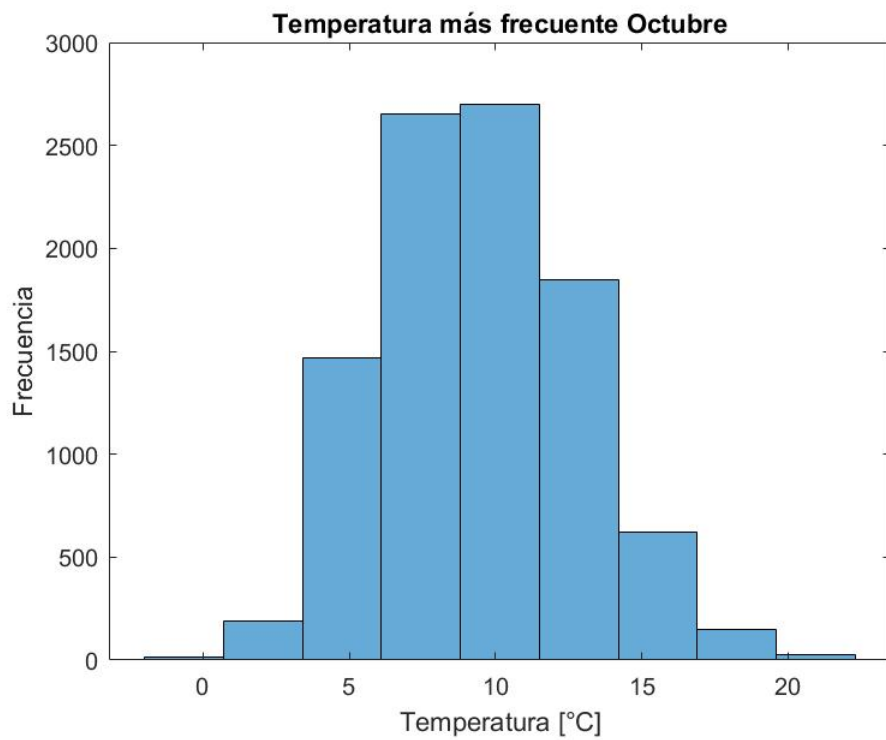


Figura A.33: Histograma de temperatura ambiental para Octubre.

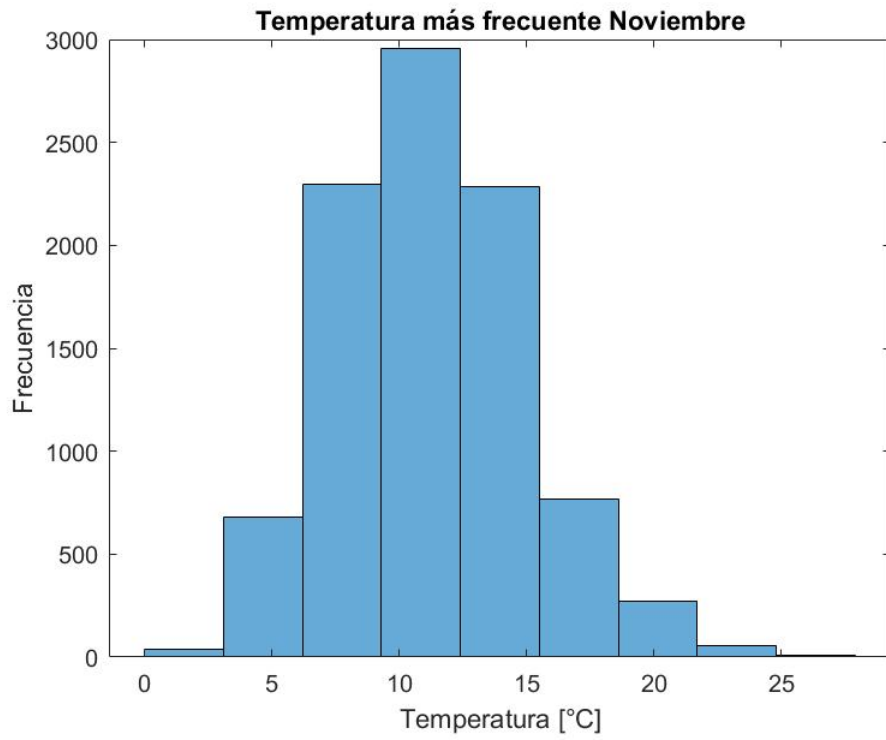


Figura A.34: Histograma de temperatura ambiental para Noviembre.

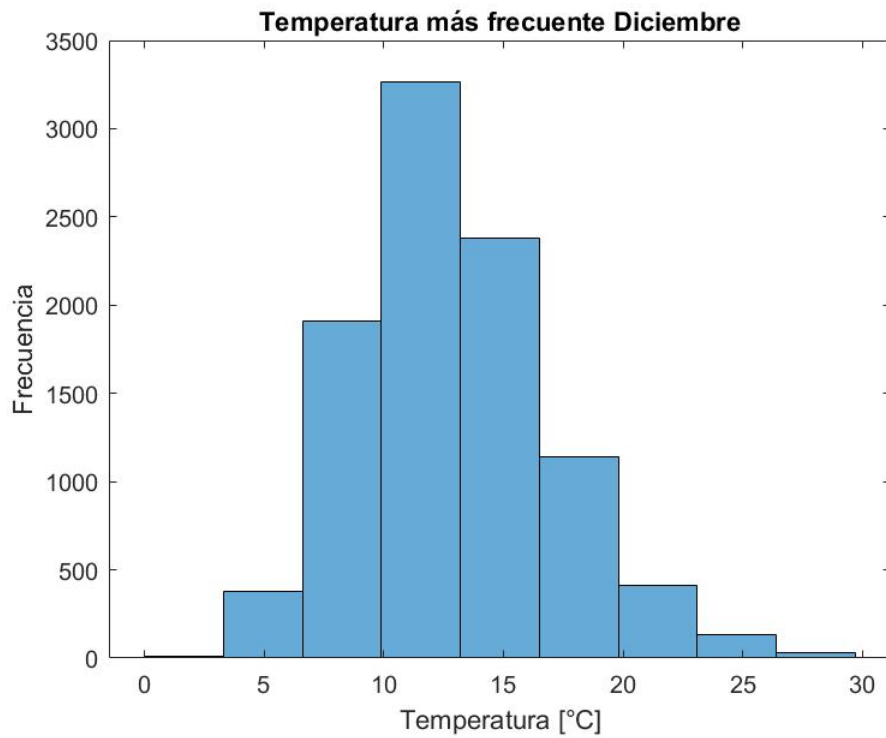


Figura A.35: Histograma de temperatura ambiental para Diciembre.

A.3. Curvas Torque vs ángulo

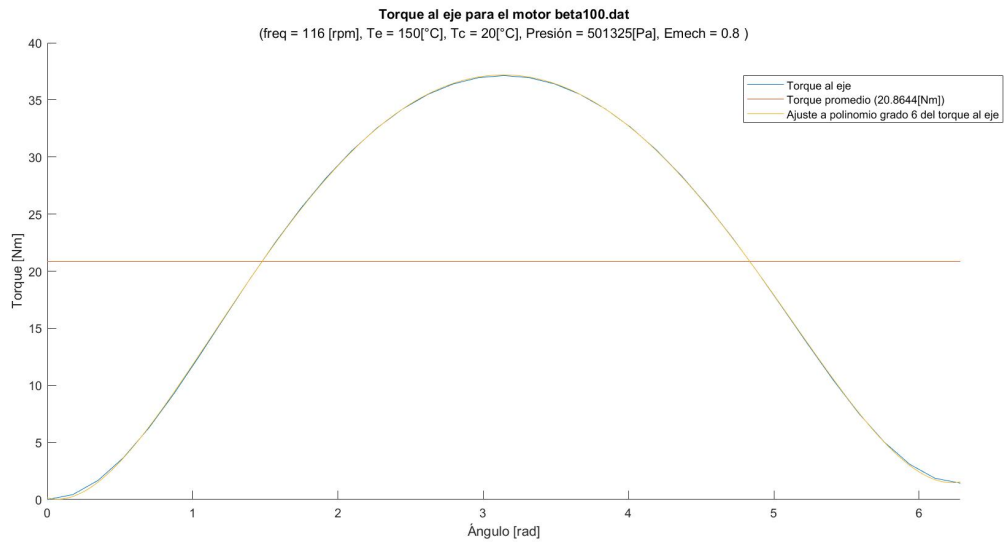


Figura A.36: Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo β 100 %.

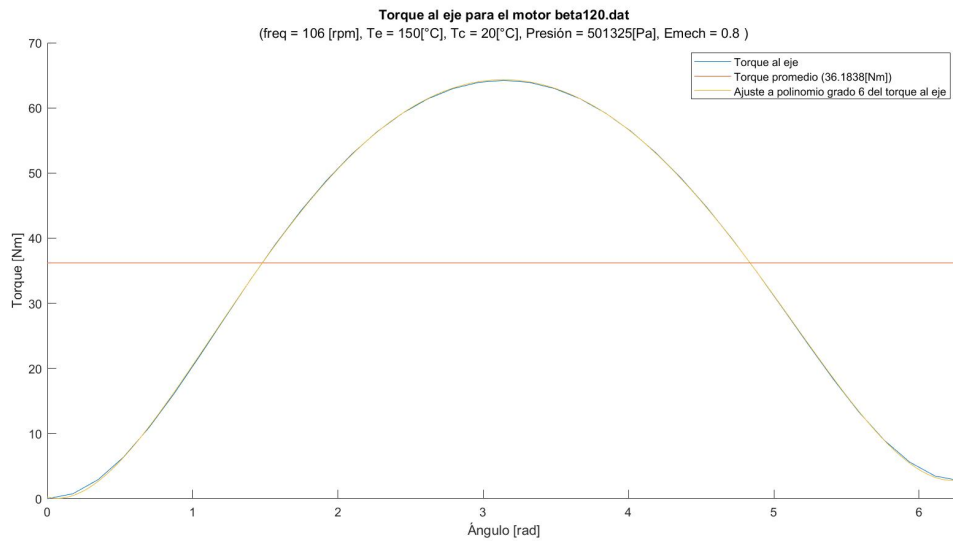


Figura A.37: Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo β 120 %.

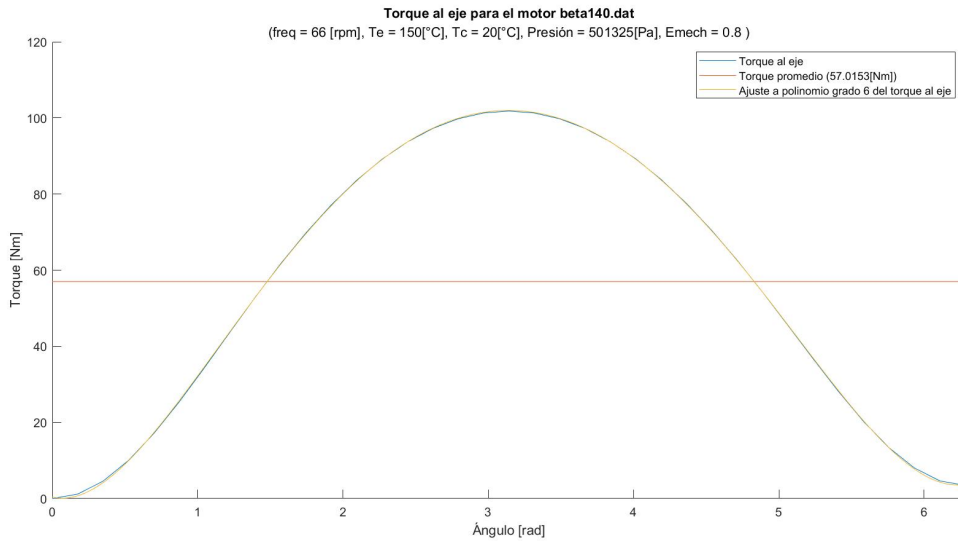


Figura A.38: Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo β 140 %.

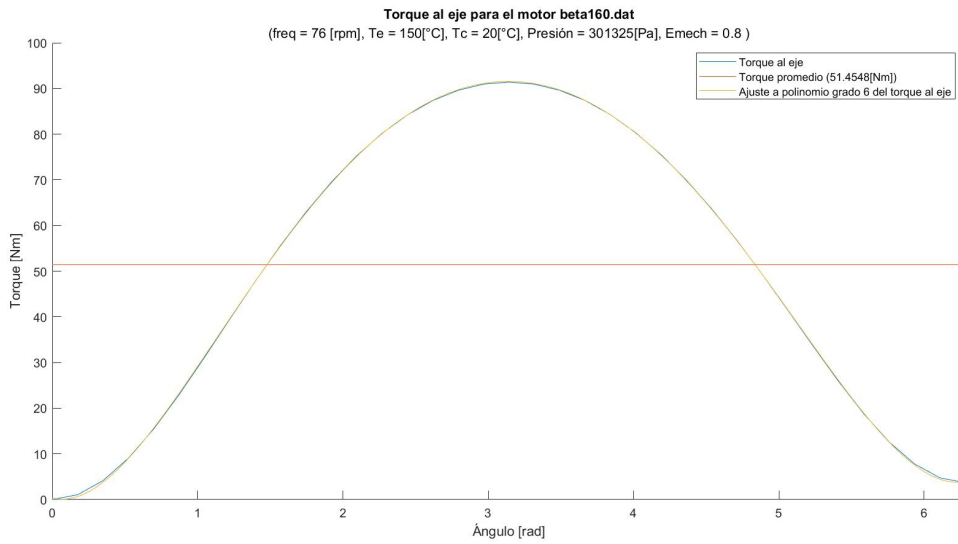


Figura A.39: Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo β 160 %.

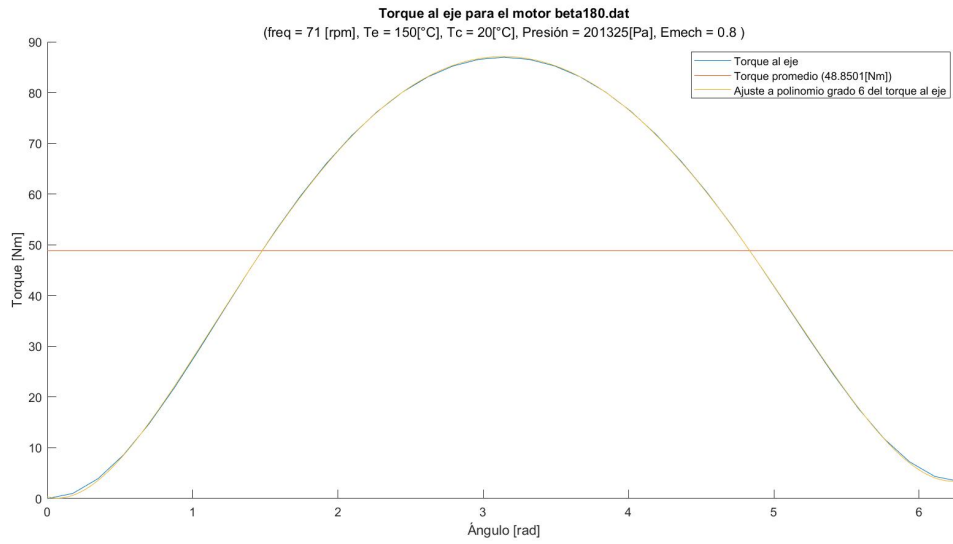


Figura A.40: Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo β 180 %.

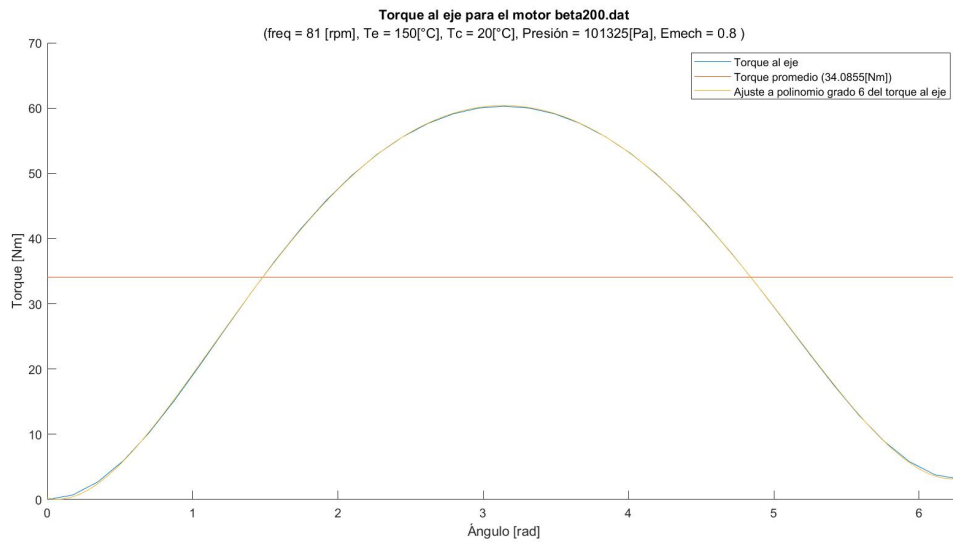


Figura A.41: Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo β 200 %.

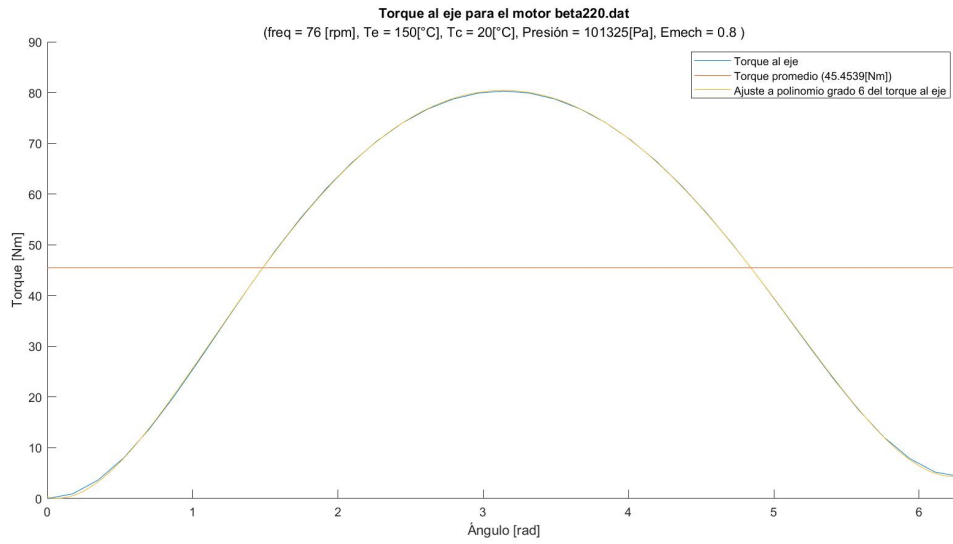


Figura A.42: Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo β 220 %.

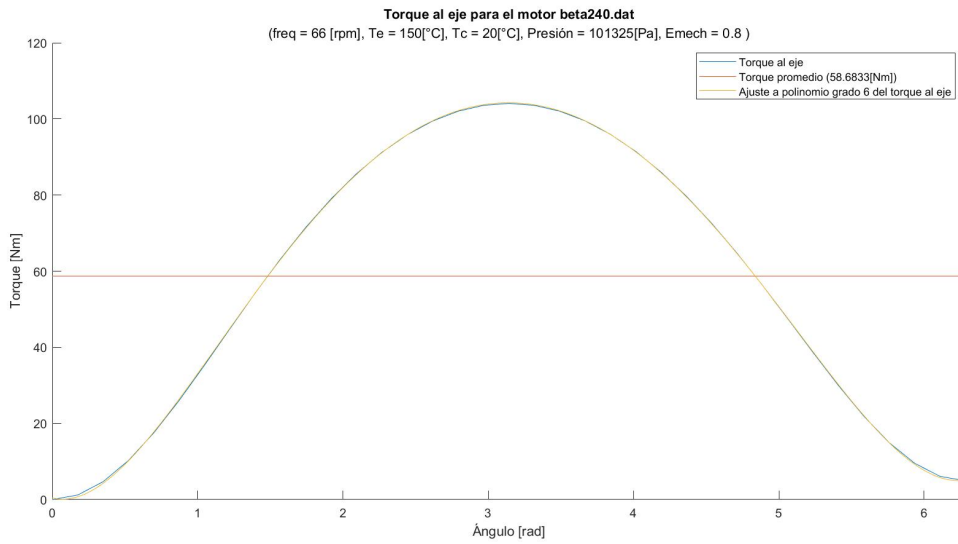


Figura A.43: Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo β 240 %.

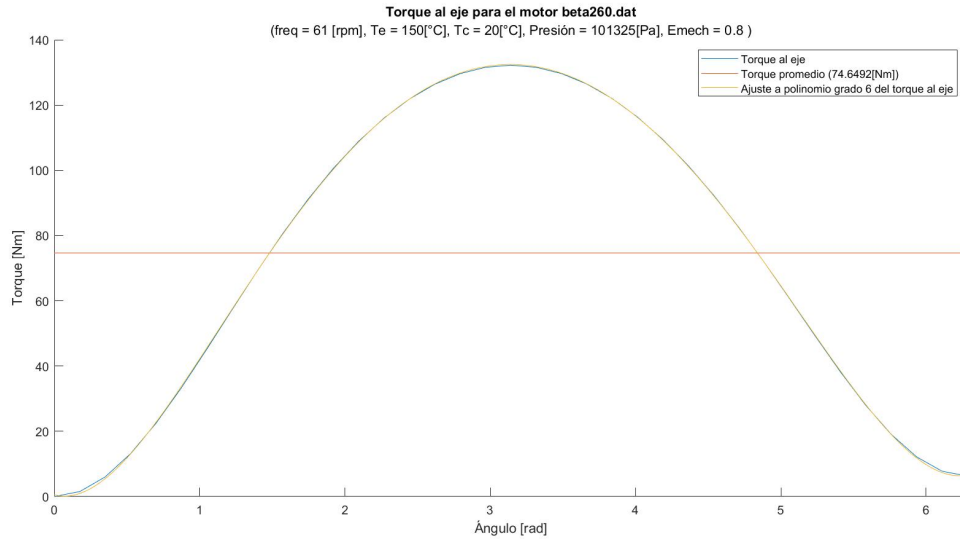


Figura A.44: Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo β 260 %.

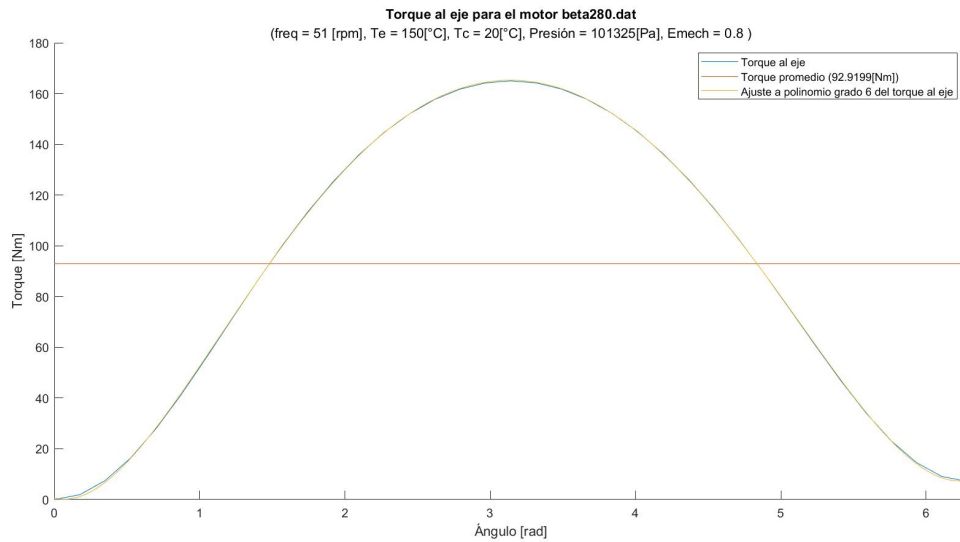


Figura A.45: Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo β 280 %.

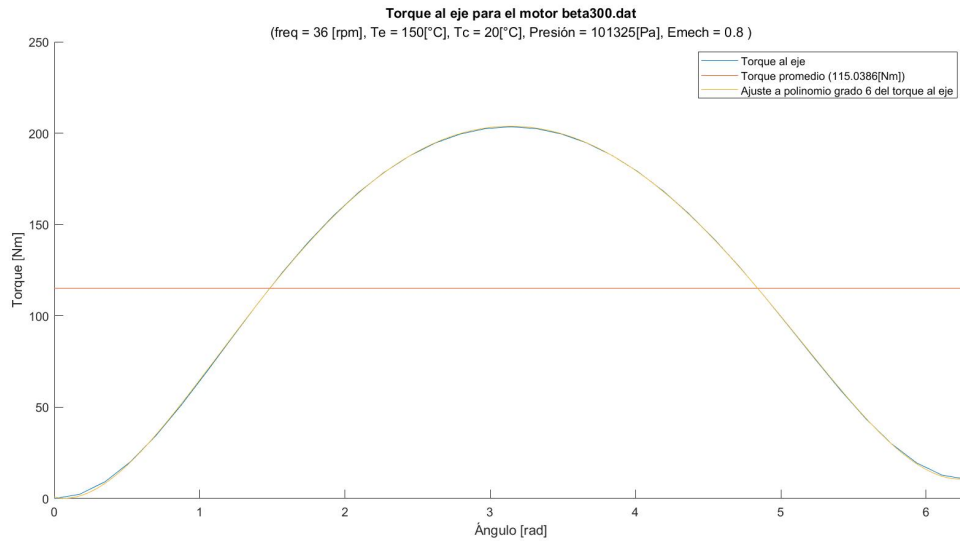


Figura A.46: Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo β 300 %.

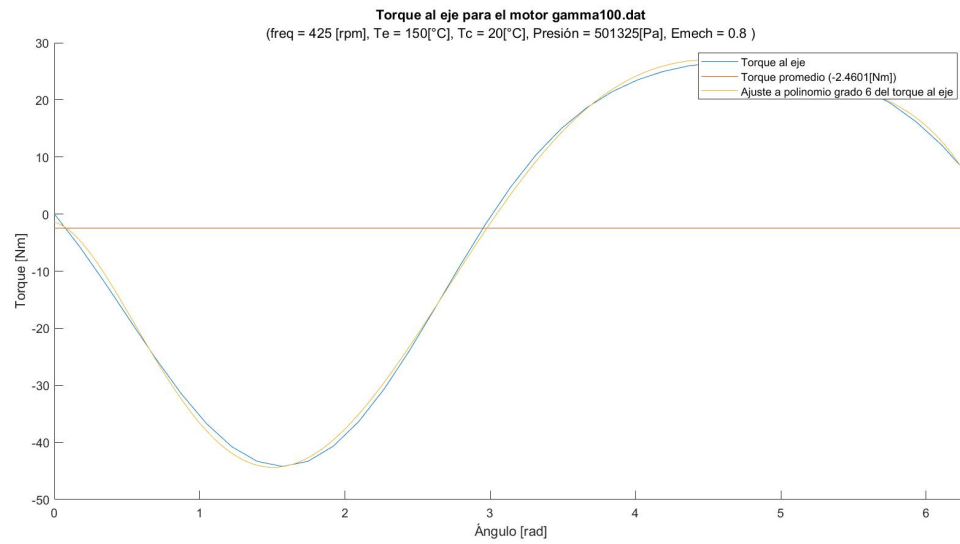


Figura A.47: Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo γ 100 %.

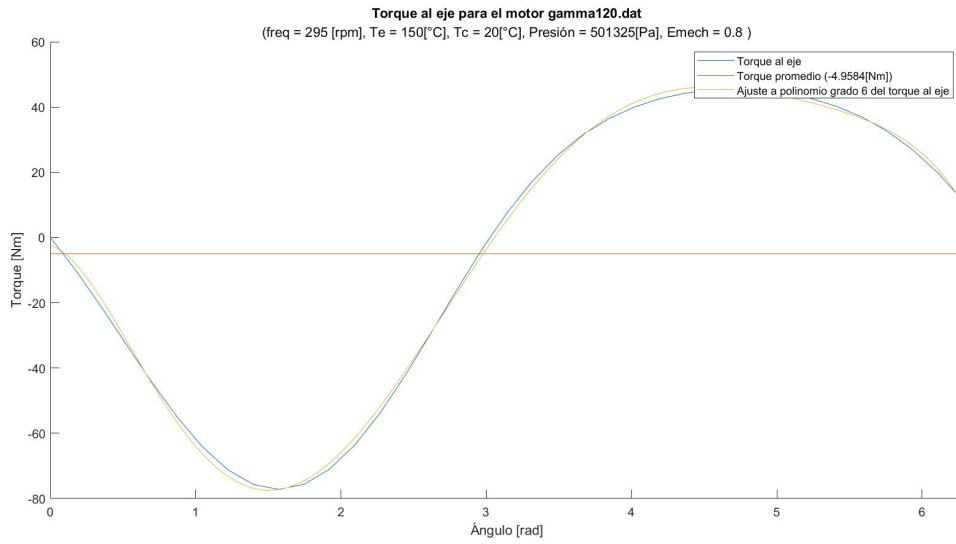


Figura A.48: Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo γ 120 %.

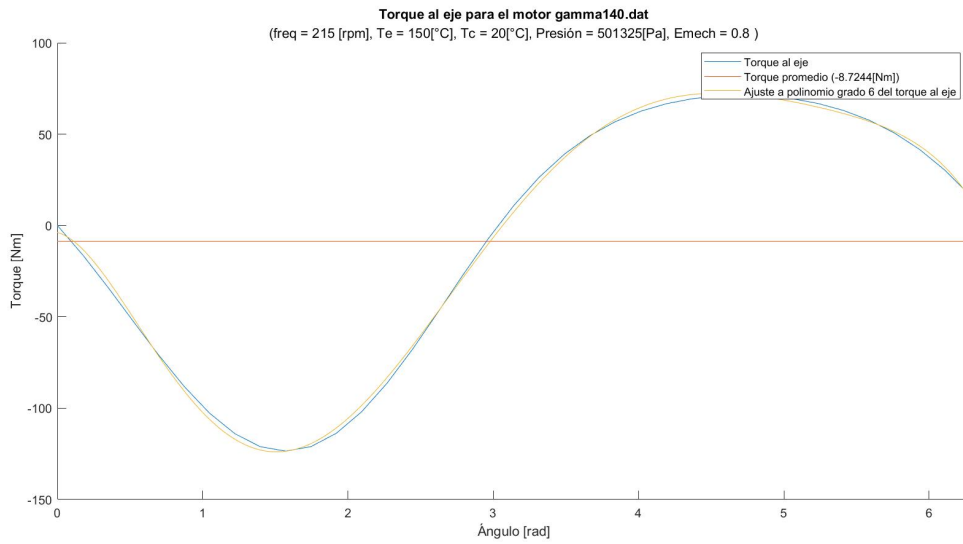


Figura A.49: Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo γ 140 %.

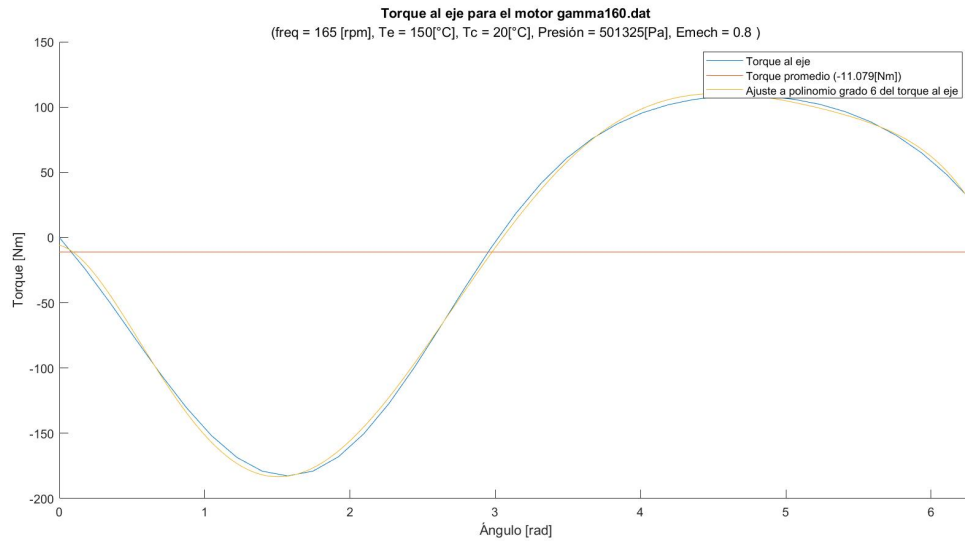


Figura A.50: Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo γ 160 %.

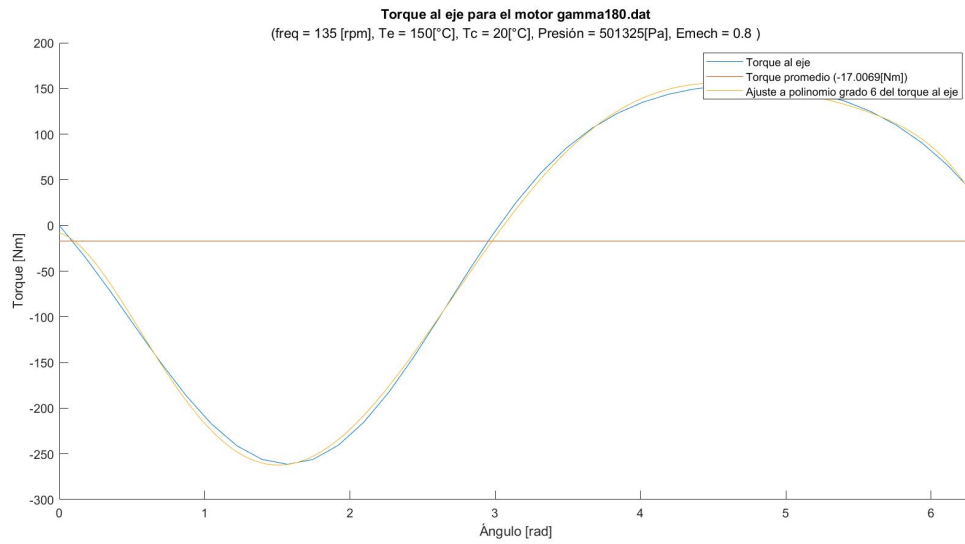


Figura A.51: Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo γ 180 %.

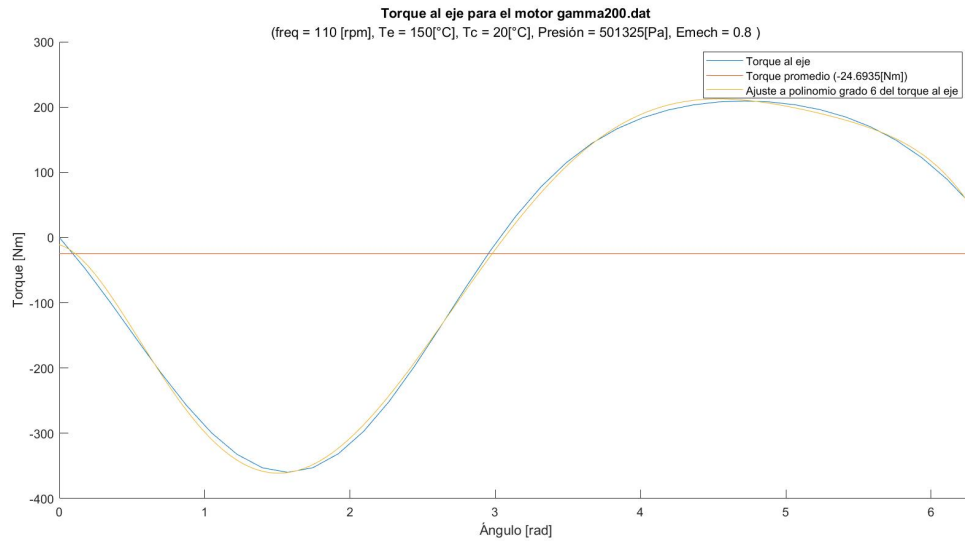


Figura A.52: Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo γ 200 %.

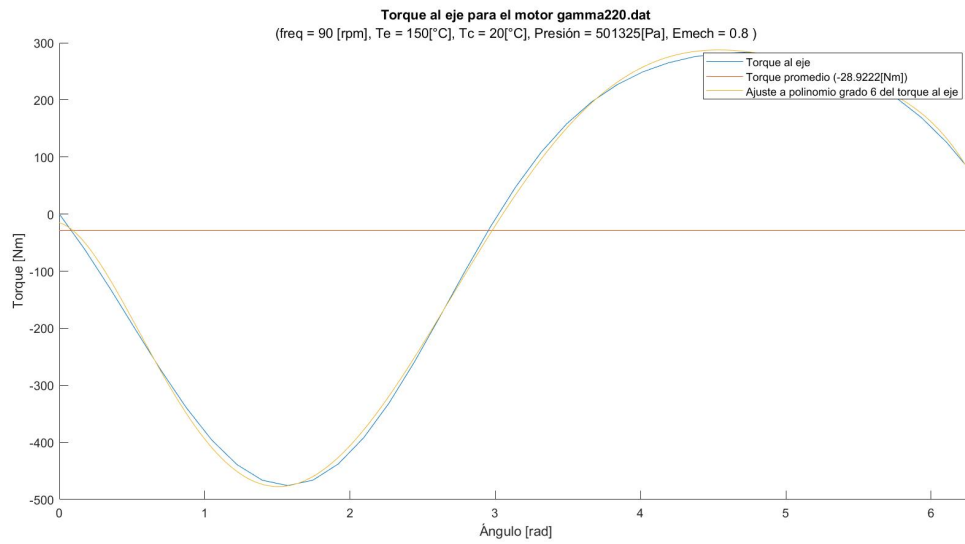


Figura A.53: Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo γ 220 %.

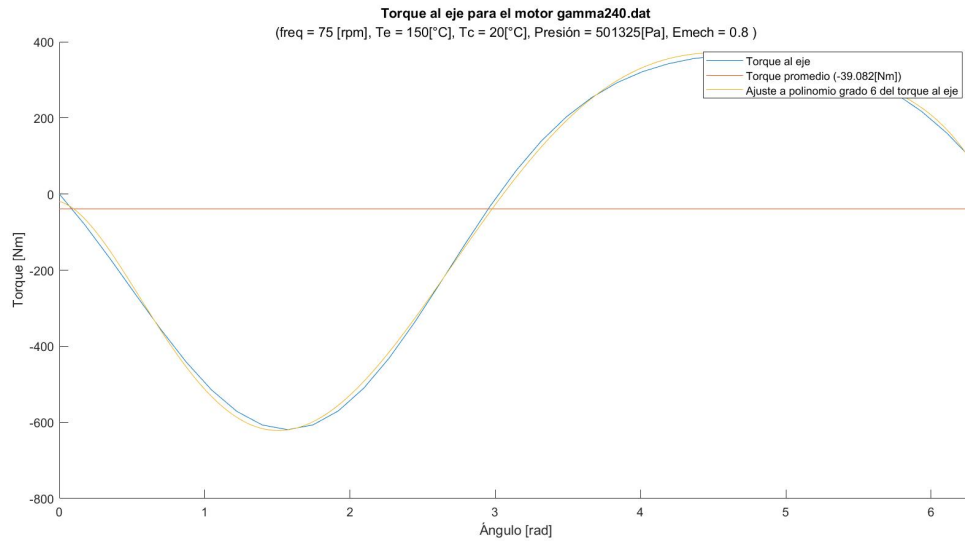


Figura A.54: Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo γ 240 %.

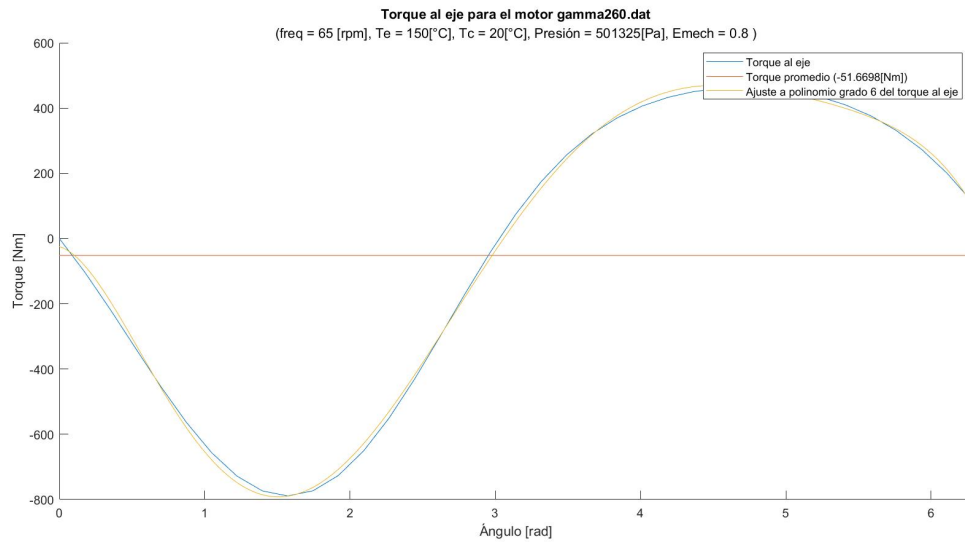


Figura A.55: Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo γ 260 %.

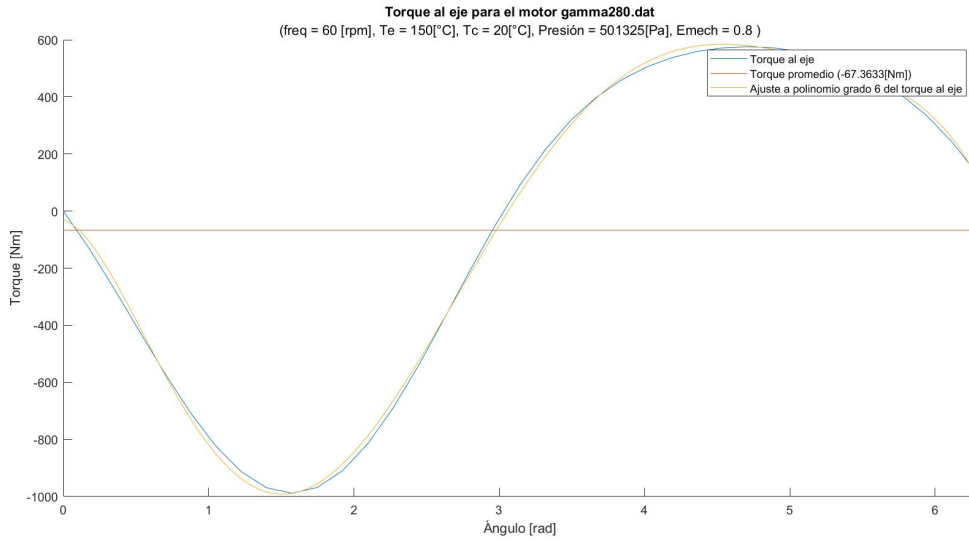


Figura A.56: Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo γ 280 %.

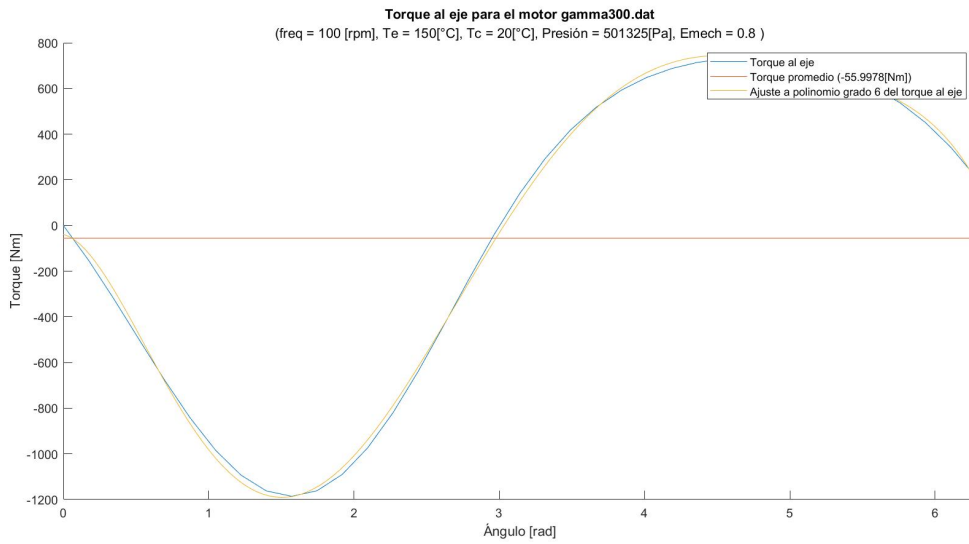


Figura A.57: Torque al eje con respecto al ángulo para el prototipo γ 300 %.

Anexo B

Tablas

Tabla B.1: Datos obtenidos de iteración motor γ . (Parte 1)

Díámetro exterior de los tubos [mm]	Separación entre aletas de tubos vecinos[mm]	Potencia de salida [J/ciclo] (Urieli)	Potencia de salida [J/ciclo] (Mon)
13.00	5	0,0719	5,51
13.00	6	3,34	6,88
13.00	7	6,15	7,67
13.00	8	6,82	7,95
13.00	9	7,24	8,12
13.00	10	7,51	8,22
13.00	11	7,7	8,28
13.00	12	7,82	8,31
13.00	13	7,9	8,32
13.00	14	7,96	8,32
14.00	5	-1,3	5,33
14.00	6	4,62	7,23
14.00	7	5,93	7,77
14.00	8	6,72	8,09
14.00	9	7,22	8,28
14.00	10	7,55	8,4
14.00	11	7,78	8,47
14.00	12	7,93	8,51
14.00	13	8,04	8,54
15.00	5	1,41	6,17
15.00	6	4,14	7,25
15.00	7	5,67	7,85
15.00	8	6,58	8,21
15.00	9	7,17	8,43
15.00	10	7,56	8,57
15.00	11	7,83	8,66
15.00	12	8,02	8,71

Tabla B.2: Datos obtenidos de iteración motor γ . (Parte 2)

Diámetro exterior de los tubos [mm]	Separación entre aletas de tubos vecinos[mm]	Potencia de salida [J/ciclo] (Urieli)	Potencia de salida [J/ciclo] (Mon)
16.00	5	0,433	6,08
16.00	6	3,58	7,26
16.00	7	5,34	7,93
16.00	8	6,4	8,33
16.00	9	7,08	8,58
16.00	10	7,55	8,74
16.00	11	7,87	8,84
17.00	5	-0,698	5,97
17.00	6	2,92	7,27
17.00	7	4,93	8,01
17.00	8	6,17	8,45
17.00	9	6,96	8,72
17.00	10	7,5	8,9
18.00	5	-2,02	5,85
18.00	6	2,14	7,28
18.00	7	4,45	8,08
18.00	8	5,87	8,56
18.00	9	6,79	8,87
19.00	5	-3,56	5,72
19.00	6	1,2	7,27
19.00	7	3,88	8,15
19.00	8	5,51	8,68
20.00	5	-5,37	5,58
20.00	6	0,0909	7,27
20.00	7	3,18	8,23
21.00	5	-7,57	5,42
21.00	6	-1,24	7,26

Tabla B.3: Torque [Nm] en función del ángulo entregado por el espacio de expansión para el conjunto de prototipos β (Parte 1)

Ang[°]\Motor	100 %	120 %	140 %	160 %	180 %	200 %
0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
10	6.2	10.8	17.0	15.1	14.4	10.0
20	12.0	21.0	33.1	29.4	27.9	19.5
30	17.2	30.1	47.5	42.1	40.1	28.0
40	21.7	37.8	59.8	53.0	50.4	35.2
50	25.2	44.0	69.5	61.6	58.7	40.9
60	27.8	48.5	76.7	68.0	64.7	45.2
70	29.4	51.4	81.3	72.0	68.5	47.8
80	30.2	52.8	83.4	73.9	70.4	49.1
90	30.2	52.8	83.4	73.9	70.4	49.1
100	29.5	51.6	81.6	72.3	68.8	48.1
110	28.3	49.5	78.2	69.4	66.0	46.1
120	26.7	46.7	73.6	65.3	62.2	43.4
130	24.7	43.2	68.0	60.5	57.5	40.2
140	22.4	39.2	61.7	54.9	52.2	36.5
150	19.9	34.9	54.7	48.9	46.4	32.5
160	17.3	30.4	47.4	42.6	40.3	28.3
170	14.6	25.8	40.0	36.1	34.0	24.0
180	11.9	21.1	32.4	29.6	27.8	19.7
190	9.3	16.5	25.0	23.2	21.6	15.4
200	6.8	12.1	17.9	17.0	15.7	11.3
210	4.4	8.0	11.2	11.3	10.1	7.5
220	2.2	4.3	5.1	6.0	5.0	4.1
230	0.3	1.0	-0.1	1.5	0.6	1.0
240	-1.2	-1.6	-4.4	-2.2	-2.9	-1.4
250	-2.3	-3.5	-7.5	-4.9	-5.5	-3.1
260	-2.9	-4.5	-9.1	-6.3	-6.8	-4.1
270	-2.9	-4.5	-9.1	-6.3	-6.8	-4.1
280	-2.2	-3.4	-7.2	-4.7	-5.2	-3.0
290	-0.8	-0.9	-3.2	-1.2	-1.9	-0.7
300	1.5	3.1	3.1	4.4	3.4	2.9
310	4.6	8.5	11.9	12.0	10.7	8.0
320	8.7	15.5	23.1	21.8	20.1	14.4
330	13.5	24.0	36.5	33.7	31.4	22.2
340	19.0	33.6	51.8	47.2	44.3	31.1
350	25.0	44.1	68.4	61.9	58.3	40.8
360	31.3	55.0	85.6	77.1	72.8	50.9

Tabla B.4: Torque [Nm] en función del ángulo entregado por el espacio de expansión para el conjunto de prototipos β (Parte 2)

Ang[°]\Motor	220 %	240 %	260 %	280 %	300 %
0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
10	13.4	17.3	21.9	27.3	33.8
20	26.1	33.7	42.5	53.1	65.7
30	37.4	48.5	61.1	76.2	94.4
40	47.1	61.0	76.9	95.9	118.8
50	54.8	71.0	89.4	111.6	138.2
60	60.5	78.3	98.6	123.1	152.4
70	64.1	82.9	104.5	130.4	161.5
80	65.7	85.1	107.2	133.8	165.7
90	65.8	85.1	107.2	133.8	165.8
100	64.3	83.3	104.9	130.9	162.2
110	61.7	79.9	100.6	125.6	155.6
120	58.1	75.2	94.8	118.3	146.5
130	53.8	69.5	87.7	109.4	135.6
140	48.9	63.1	79.7	99.3	123.1
150	43.6	56.1	71.0	88.3	109.7
160	38.0	48.8	61.9	76.8	95.5
170	32.2	41.3	52.5	65.0	81.0
180	26.5	33.7	43.1	53.1	66.4
190	20.8	26.3	33.8	41.4	52.0
200	15.4	19.1	24.9	30.2	38.3
210	10.3	12.4	16.6	19.7	25.4
220	5.7	6.4	9.0	10.1	13.7
230	1.7	1.1	2.4	1.8	3.5
240	-1.6	-3.2	-2.9	-4.9	-4.7
250	-3.9	-6.2	-6.8	-9.7	-10.6
260	-5.2	-7.9	-8.8	-12.3	-13.8
270	-5.2	-7.9	-8.8	-12.3	-13.8
280	-3.7	-6.0	-6.4	-9.3	-10.1
290	-0.6	-2.0	-1.4	-3.0	-2.3
300	4.2	4.4	6.6	7.0	9.9
310	10.9	13.2	17.6	20.9	26.9
320	19.6	24.4	31.8	38.6	48.7
330	30.0	38.0	48.8	60.0	75.0
340	41.9	53.4	68.3	84.4	105.0
350	54.8	70.3	89.6	110.9	137.8
360	68.4	87.8	111.7	138.5	171.9

Tabla B.5: Torque [Nm] en función del ángulo entregado por el espacio de compresión para el conjunto de prototipos β (Parte 1)

Ang[°]\Motor	100 %	120 %	140 %	160 %	180 %	200 %
0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
10	-5.7	-10.0	-15.9	-14.0	-13.4	-9.3
20	-10.3	-18.0	-28.5	-25.2	-24.0	-16.7
30	-13.5	-23.7	-37.5	-33.1	-31.5	-22.0
40	-15.4	-27.0	-42.7	-37.5	-35.8	-25.0
50	-15.9	-27.9	-44.2	-38.7	-36.9	-25.8
60	-15.2	-26.7	-42.3	-36.8	-35.2	-24.6
70	-13.4	-23.7	-37.6	-32.5	-31.1	-21.8
80	-10.8	-19.2	-30.5	-26.1	-25.0	-17.6
90	-7.6	-13.7	-21.8	-18.2	-17.6	-12.4
100	-4.0	-7.4	-11.8	-9.4	-9.1	-6.5
110	-0.1	-0.7	-1.1	0.1	0.0	-0.2
120	3.9	6.2	10.0	9.9	9.4	6.2
130	7.9	13.2	21.1	19.7	18.7	12.7
140	11.8	19.9	32.0	29.3	27.9	19.1
150	15.6	26.5	42.5	38.4	36.7	25.1
160	19.1	32.5	52.3	47.0	44.9	30.8
170	22.3	38.1	61.3	54.8	52.5	36.0
180	25.2	43.1	69.4	61.8	59.2	40.6
190	27.6	47.4	76.3	67.7	64.9	44.6
200	29.6	50.8	81.9	72.6	69.6	47.8
210	31.1	53.4	86.0	76.1	73.0	50.1
220	32.0	54.9	88.6	78.2	75.1	51.6
230	32.3	55.4	89.4	78.8	75.7	52.0
240	31.8	54.7	88.2	77.7	74.7	51.3
250	30.7	52.7	85.0	74.8	71.9	49.4
260	28.7	49.3	79.5	69.9	67.2	46.2
270	25.9	44.4	71.7	63.0	60.6	41.7
280	22.1	38.0	61.5	53.9	51.9	35.8
290	17.5	30.1	48.7	42.6	41.1	28.4
300	12.1	20.6	33.6	29.2	28.3	19.7
310	5.8	9.8	16.2	13.9	13.7	9.6
320	-1.1	-2.2	-2.9	-3.1	-2.5	-1.5
330	-8.5	-15.0	-23.2	-21.1	-19.6	-13.3
340	-15.9	-28.0	-43.8	-39.4	-37.0	-25.3
350	-23.2	-40.6	-63.8	-57.1	-53.9	-37.0
360	-29.8	-52.2	-82.2	-73.4	-69.4	-47.8

Tabla B.6: Torque [Nm] en función del ángulo entregado por el espacio de compresión para el conjunto de prototipos β (Parte 2)

Ang[°]\Motor	220 %	240 %	260 %	280 %	300 %
0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
10	-12.5	-16.2	-20.4	-25.4	-31.4
20	-22.4	-29.0	-36.5	-45.6	-56.5
30	-29.5	-38.2	-48.0	-59.9	-74.2
40	-33.5	-43.4	-54.5	-68.1	-84.4
50	-34.6	-44.9	-56.2	-70.3	-87.1
60	-33.1	-43.0	-53.6	-67.0	-83.2
70	-29.3	-38.1	-47.3	-59.2	-73.5
80	-23.7	-30.8	-38.1	-47.7	-59.4
90	-16.8	-21.9	-26.7	-33.5	-41.9
100	-9.0	-11.7	-13.8	-17.4	-22.0
110	-0.6	-0.8	-0.1	-0.2	-0.8
120	8.0	10.4	14.1	17.5	21.1
130	16.7	21.7	28.3	35.3	43.0
140	25.1	32.8	42.1	52.7	64.4
150	33.2	43.3	55.4	69.4	84.8
160	40.7	53.2	67.8	85.0	104.0
170	47.7	62.3	79.1	99.2	121.5
180	53.8	70.4	89.2	111.9	137.1
190	59.1	77.3	97.8	122.8	150.4
200	63.3	82.9	104.7	131.6	161.2
210	66.5	87.1	109.9	138.1	169.2
220	68.4	89.6	113.0	142.0	174.1
230	69.0	90.4	113.9	143.1	175.5
240	68.1	89.2	112.3	141.2	173.1
250	65.6	85.9	108.1	136.0	166.8
260	61.4	80.4	101.1	127.2	156.1
270	55.4	72.6	91.2	114.7	140.8
280	47.5	62.3	78.1	98.3	120.8
290	37.7	49.5	61.9	78.0	95.9
300	26.0	34.2	42.6	53.8	66.3
310	12.6	16.8	20.5	26.1	32.4
320	-2.2	-2.5	-3.9	-4.4	-5.1
330	-17.9	-23.0	-29.8	-36.9	-44.9
340	-34.0	-43.9	-56.2	-69.9	-85.5
350	-49.6	-64.2	-81.8	-101.9	-125.0
360	-64.0	-82.9	-105.4	-131.3	-161.4

Tabla B.7: Torque [Nm] en función del ángulo entregado por el espacio de expansión para el conjunto de prototipos γ (Parte 1)

Ang [°] \ Motor	100 %	120 %	140 %	160 %	180 %	200 %
0	0	0	0	0	0	0
10	3.5	6.2	10.0	14.7	21.1	29.0
20	14.1	24.7	39.7	58.5	83.8	115.5
30	31.4	55.0	88.1	130.1	186.4	256.8
40	54.8	95.9	153.6	226.9	324.8	447.6
50	83.4	145.8	233.3	344.9	493.6	679.9
60	115.9	202.4	323.8	479.0	685.2	943.5
70	150.9	263.3	420.9	623.1	891.1	1226.5
80	186.8	325.7	520.2	770.8	1101.9	1516.2
90	222.1	386.8	617.6	915.9	1308.7	1800.2
100	255.4	444.5	709.3	1052.6	1503.6	2067.7
110	285.7	496.9	792.5	1176.8	1680.5	2310.4
120	312.2	542.7	865.2	1285.5	1835.2	2522.6
130	334.5	581.2	926.4	1377.0	1965.5	2701.3
140	352.5	612.3	975.8	1450.9	2070.6	2845.5
150	366.2	636.0	1013.4	1507.3	2150.9	2955.5
160	375.8	652.7	1039.8	1546.8	2207.1	3032.5
170	381.5	662.4	1055.4	1570.1	2240.2	3078.0
180	383.3	665.7	1060.5	1577.7	2251.1	3092.9
190	381.5	662.5	1055.4	1570.2	2240.3	3078.1
200	376.0	653.0	1040.3	1547.5	2208.1	3034.0
210	366.8	637.1	1015.1	1509.8	2154.4	2960.2
220	354.0	614.8	979.6	1456.8	2078.9	2856.5
230	337.4	586.0	933.8	1388.4	1981.3	2722.6
240	317.1	550.7	877.6	1304.6	1861.7	2558.4
250	293.2	509.3	811.5	1206.0	1721.1	2365.2
260	266.2	462.1	736.3	1094.1	1561.3	2145.6
270	236.5	410.4	653.7	971.3	1385.8	1904.2
280	205.0	355.4	565.9	841.0	1199.5	1647.9
290	172.8	299.2	476.0	707.7	1009.0	1385.6
300	141.2	244.0	387.6	576.8	821.6	1127.6
310	111.5	192.0	304.5	453.7	645.4	884.9
320	85.1	145.7	230.3	344.1	488.4	668.5
330	63.1	107.2	168.5	252.9	357.7	488.3
340	46.6	78.2	122.0	184.3	259.4	352.8
350	36.3	60.2	93.1	141.7	198.3	268.5
360	32.8	54.1	83.2	127.1	177.5	239.8

Tabla B.8: Torque [Nm] en función del ángulo entregado por el espacio de expansión para el conjunto de prototipos γ (Parte 2)

Ang [°] \ Motor	220 %	240 %	260 %	280 %	300 %
0	0	0	0	0	0
10	38.3	49.9	63.6	79.7	94.9
20	152.4	198.5	253.1	317.3	378.0
30	338.8	441.3	562.8	705.4	841.6
40	590.8	769.3	980.9	1229.2	1469.2
50	897.9	1169.0	1490.2	1867.0	2236.3
60	1246.9	1622.9	2068.5	2590.9	3110.0
70	1622.0	2110.6	2689.5	3367.9	4051.5
80	2006.4	2610.2	3325.3	4163.2	5018.7
90	2383.6	3100.4	3949.0	4942.9	5970.2
100	2739.4	3562.5	4536.8	5677.5	6869.2
110	3062.5	3982.0	5070.2	6343.9	7686.7
120	3345.2	4349.1	5536.8	6926.7	8402.9
130	3583.4	4658.2	5929.8	7417.4	9006.6
140	3775.6	4907.7	6246.9	7813.4	9494.0
150	3922.4	5098.2	6489.0	8115.7	9866.1
160	4025.2	5231.7	6658.6	8327.4	10126.6
170	4085.8	5310.3	6758.5	8452.2	10280.0
180	4105.7	5336.2	6791.4	8493.3	10330.4
190	4086.0	5310.6	6758.9	8452.7	10280.7
200	4027.1	5234.1	6661.7	8331.3	10131.9
210	3928.9	5106.5	6499.4	8128.6	9884.0
220	3790.7	4927.1	6271.3	7843.5	9536.0
230	3612.4	4695.4	5976.5	7475.2	9087.1
240	3394.0	4411.6	5615.5	7023.9	8538.2
250	3137.2	4077.8	5190.6	6492.7	7893.7
260	2845.5	3698.6	4707.9	5889.0	7163.0
270	2525.3	3282.2	4177.6	5225.6	6362.2
280	2185.7	2840.3	3614.8	4521.2	5514.2
290	1838.4	2388.3	3038.9	3800.2	4648.6
300	1497.1	1944.1	2472.7	3091.1	3799.5
310	1176.4	1526.5	1940.4	2424.2	3002.9
320	890.7	1154.4	1465.8	1829.5	2293.9
330	653.0	844.7	1070.8	1334.4	1704.7
340	474.2	611.9	773.8	962.1	1262.0
350	363.1	467.0	589.1	730.4	986.8
360	325.3	417.7	526.2	651.6	893.1

Tabla B.9: Torque [Nm] en función del ángulo entregado por el espacio de compresión para el conjunto de prototipos γ (Parte 1)

Ang[°] \ Motor	100 %	120 %	140 %	160 %	180 %	200 %
0	0	0	0	0	0	0
10	-9.3	-16.3	-26.1	-38.5	-55.1	-76.0
20	-26.2	-45.9	-73.6	-108.6	-155.6	-214.5
30	-50.2	-87.8	-140.8	-207.7	-297.6	-410.1
40	-80.2	-140.3	-224.6	-331.7	-475.1	-654.6
50	-114.9	-200.8	-321.4	-475.0	-680.0	-936.6
60	-152.6	-266.6	-426.5	-630.8	-902.6	-1242.9
70	-191.7	-334.5	-534.8	-791.6	-1132.2	-1558.7
80	-230.2	-401.3	-641.3	-949.9	-1358.1	-1869.0
90	-266.3	-464.0	-741.1	-1098.5	-1570.1	-2160.1
100	-298.7	-520.2	-830.4	-1231.6	-1759.7	-2420.4
110	-326.3	-567.9	-906.2	-1344.9	-1921.1	-2641.8
120	-348.5	-606.3	-967.1	-1436.0	-2050.7	-2819.6
130	-365.1	-635.0	-1012.7	-1504.1	-2147.7	-2952.7
140	-376.4	-654.4	-1043.6	-1550.3	-2213.5	-3042.9
150	-382.7	-665.4	-1061.1	-1576.5	-2250.7	-3093.8
160	-384.8	-669.0	-1066.7	-1585.0	-2262.8	-3110.5
170	-383.2	-666.3	-1062.4	-1578.5	-2253.6	-3097.8
180	-378.5	-658.2	-1049.5	-1559.2	-2226.1	-3060.1
190	-371.1	-645.2	-1029.0	-1528.5	-2182.3	-3000.1
200	-361.0	-627.7	-1001.2	-1486.8	-2123.1	-2918.8
210	-348.2	-605.6	-965.9	-1434.1	-2048.0	-2815.7
220	-332.5	-578.5	-922.8	-1369.7	-1956.1	-2689.6
230	-313.9	-546.1	-871.2	-1292.7	-1846.4	-2539.0
240	-292.1	-508.3	-811.0	-1202.9	-1718.2	-2363.0
250	-267.3	-465.1	-742.2	-1100.3	-1571.8	-2161.8
260	-239.7	-417.0	-665.5	-986.1	-1408.8	-1937.7
270	-209.8	-364.9	-582.3	-862.5	-1232.2	-1694.9
280	-178.5	-310.3	-495.1	-732.9	-1047.0	-1440.1
290	-146.8	-255.0	-406.7	-601.9	-859.6	-1182.1
300	-116.2	-201.4	-320.9	-474.8	-677.7	-931.6
310	-87.9	-151.8	-241.5	-357.4	-509.6	-700.1
320	-63.3	-108.8	-172.6	-255.5	-363.7	-499.0
330	-43.8	-74.6	-117.8	-174.6	-247.8	-339.3
340	-30.5	-51.3	-80.4	-119.4	-168.7	-230.2
350	-24.3	-40.4	-62.9	-93.6	-131.7	-179.1
360	-25.7	-42.9	-66.9	-99.5	-140.1	-190.8

Tabla B.10: Torque [Nm] en función del ángulo entregado por el espacio de compresión para el conjunto de prototipos γ (Parte 2)

Ang[°] \ Motor	220 %	240 %	260 %	280 %	300 %
0	0	0	0	0	0
10	-100.2	-130.5	-166.5	-208.7	-248.3
20	-282.8	-368.4	-469.9	-589.0	-701.5
30	-541.0	-704.7	-898.7	-1126.4	-1343.5
40	-863.9	-1125.0	-1434.5	-1797.7	-2147.8
50	-1236.8	-1610.3	-2052.9	-2572.1	-3079.1
60	-1642.2	-2137.6	-2724.6	-3413.0	-4094.0
70	-2060.7	-2681.8	-3417.5	-4280.0	-5144.5
80	-2472.5	-3217.0	-4098.8	-5132.0	-6180.8
90	-2859.2	-3719.5	-4738.0	-5931.2	-7156.0
100	-3205.5	-4169.2	-5310.0	-6646.0	-8030.9
110	-3500.1	-4551.8	-5796.5	-7253.9	-8776.5
120	-3737.0	-4859.3	-6187.4	-7742.1	-9376.5
130	-3914.4	-5089.6	-6480.2	-8107.7	-9826.2
140	-4034.6	-5245.6	-6678.5	-8355.4	-10131.1
150	-4102.6	-5333.9	-6790.7	-8495.4	-10303.4
160	-4124.8	-5362.7	-6827.3	-8541.1	-10359.7
170	-4107.9	-5340.8	-6799.4	-8506.3	-10316.9
180	-4057.6	-5275.4	-6716.4	-8402.7	-10189.6
190	-3977.6	-5171.5	-6584.3	-8237.7	-9987.2
200	-3869.2	-5030.8	-6405.4	-8014.2	-9713.5
210	-3731.9	-4852.5	-6178.6	-7731.0	-9367.0
220	-3563.9	-4634.3	-5901.1	-7384.3	-8943.7
230	-3363.4	-4373.8	-5569.7	-6970.2	-8439.0
240	-3129.2	-4069.5	-5182.6	-6486.3	-7850.5
250	-2861.9	-3722.0	-4740.4	-5933.4	-7179.6
260	-2564.3	-3335.0	-4247.7	-5317.3	-6433.9
270	-2242.1	-2916.0	-3714.2	-4649.9	-5628.2
280	-1904.4	-2476.6	-3154.6	-3949.4	-4785.0
290	-1562.9	-2032.2	-2588.3	-3240.4	-3933.8
300	-1231.5	-1600.9	-2038.6	-2552.0	-3109.5
310	-925.6	-1202.5	-1530.7	-1915.7	-2349.4
320	-660.1	-856.8	-1089.8	-1363.3	-1690.8
330	-449.3	-582.2	-739.6	-924.3	-1168.3
340	-305.5	-394.8	-500.6	-624.6	-812.0
350	-238.2	-307.1	-388.7	-484.3	-645.3
360	-253.6	-327.2	-414.2	-516.4	-683.5

Anexo C

Código Matlab

```

function [var,dvar] = adiab
% ideal adiabatic model simulation
% Israel Urieli, 7/6/2002
% Returned values:
%   var(22,37) array of variable values every 10 degrees (0 - 360)
%   dvar(16,37) array of derivatives every 10 degrees (0 - 360)

global tk th % cooler, heater temperatures [K]

% Row indices of the var, dvar matrices, and the y,dy variable vectors:
TC = 1; % Compression space temperature (K)
TE = 2; % Expansion space temperature (K)
QK = 3; % Heat transferred to the cooler (J)
QR = 4; % Heat transferred to the regenerator (J)
QH = 5; % Heat transferred to the heater (J)
WC = 6; % Work done by the compression space (J)
WE = 7; % Work done by the expansion space (J)
W = 8; % Total work done (WC + WE) (J)
P = 9; % Pressure (Pa)
VC = 10; % Compression space volume (m^3)
VE = 11; % Expansion space volume (m^3)
MC = 12; % Mass of gas in the compression space (kg)
MK = 13; % Mass of gas in the cooler (kg)
MR = 14; % Mass of gas in the regenerator (kg)
MH = 15; % Mass of gas in the heater (kg)
ME = 16; % Mass of gas in the expansion space (kg)
TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler (K)
THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space (K)
GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler (kg/rad)
GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator (kg/rad)
GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater (kg/rad)
GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space (kg/rad)
% Size of var(ROWV,COL), y(ROWV), dvar(ROWD,COL), dy(ROWD)
ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix
COL = 37; % number of columns in the matrices (every 10 degrees)
%=====
fprintf('=====Ideal Adiabatic Analysis=====\n')
fprintf(' Cooler Tk = %.1f[K], Heater Th = %.1f[K]\n', tk, th);
epsilon = 0.01; % Allowable error in temperature (K)
max_iteration = 20; % Maximum number of iterations to convergence
ninc = 360; % number of integration increments (every degree)
step = ninc/36; % for saving values in var, dvar matrices
dtheta = 2.0*pi/ninc; % integration increment (radians)
% Initial conditions:
y(TCK) = th;
y(THE) = th;
y(TE) = th;
y(TC) = tk;
iter = 0;
error = 10*epsilon; % Initial error to enter the loop
% Iteration loop to cyclic convergence
while ((error >= epsilon)&(iter < max_iteration))
% cyclic initial conditions
    tc0 = y(TC);
    te0 = y(TE);
    theta = 0;
    y(QK) = 0;
    y(QR) = 0;
    y(QH) = 0;

```

Figura C.1: adiab.m (Parte 1)

```

y(WC) = 0;
y(WE) = 0;
y(W) = 0;
fprintf(' iteration %d: Tc = %.1f[K], Te =
%.1f[K]\n',iter,y(TC),y(TE))
for(i = 1:1:ninc)
    [theta,y,dy] = rk4('dadiab',7,theta,dtheta,y);
end
error = abs(tc0 - y(TC)) + abs(te0 - y(TE));
iter = iter + 1;
end

if (iter >= max_iteration)
    fprintf('No convergence within %d iteration\n',max_iteration)
end

% Initial var and dvar matrix
var = zeros(22,37);
dvar = zeros(16,37);

% a final cycle, to fill the var, dvar matrices
theta=0;
y(QK)=0;
y(QR)=0;
y(QH)=0;
y(WC)=0;
y(WE)=0;
y(W)=0;
[var,dvar] = filmatrix(1,y,dy,var,dvar);
for(i = 2:1:COL)
    for(j = 1:1:step)
        [theta,y,dy] = rk4('dadiab',7,theta,dtheta,y);
    end
    [var,dvar] = filmatrix(i,y,dy,var,dvar);
end
end

```

Figura C.2: adiab.m (Parte 2)

```

function [var,dvar] = adiabatic
% ideal adiabatic simulation and temperature/energy vs theta plots
% Israel Urieli, 7/20/2002
% Returned values:
%   var(22,37) array of variable values every 10 degrees (0 - 360)
%   dvar(16,37) array of derivatives every 10 degrees (0 - 360)

% Row indices of the var, dvar arrays:
TC = 1; % Compression space temperature (K)
TE = 2; % Expansion space temperature (K)
QK = 3; % Heat transferred to the cooler (J)
QR = 4; % Heat transferred to the regenerator (J)
QH = 5; % Heat transferred to the heater (J)
WC = 6; % Work done by the compression space (J)
WE = 7; % Work done by the expansion space (J)
W = 8; % Total work done (WC + WE) (J)
P = 9; % Pressure (Pa)
VC = 10; % Compression space volume (m^3)
VE = 11; % Expansion space volume (m^3)
MC = 12; % Mass of gas in the compression space (kg)
MK = 13; % Mass of gas in the cooler (kg)
MR = 14; % Mass of gas in the regenerator (kg)
MH = 15; % Mass of gas in the heater (kg)
ME = 16; % Mass of gas in the expansion space (kg)
TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler (K)
THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space (K)
GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler (kg/rad)
GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator (kg/rad)
GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater (kg/rad)
GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space (kg/rad)
% Size of var (ROWV,COL), dvar (ROWD,COL)
ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix
COL = 37; % number of columns in the matrices (every 10 degrees)
%=====
global freq % cycle frequency [herz]
global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]
global vk vr vh % cooler, regen, heater void volume [m^3]
global auxconf % variable for execute some parts of the script just one
time
global fidres_adiab %file for write adiabatic analysis results
global txt_adiab % decision for write adiabatic results
%=====

% do ideal adiabatic analysis:
[var,dvar] = adiab;

% Print out ideal adiabatic analysis results
eff = var(W,COL)/var(QH,COL); % engine thermal efficiency
Qkpower = var(QK,COL)*freq; % Heat transferred to the cooler (W)
Qrpower = var(QR,COL)*freq; % Heat transferred to the regenerator (W)
Qhpower = var(QH,COL)*freq; % Heat transferred to the heater (W)
Wpower = var(W,COL)*freq; % Total power output (W)
fprintf('===== ideal adiabatic analysis results =====\n')
fprintf(' Heat transferred to the cooler: %.2f[W]\n', Qkpower);
fprintf(' Net heat transferred to the regenerator: %.2f[W]\n', Qrpower);
fprintf(' Heat transferred to the heater: %.2f[W]\n', Qhpower);
fprintf(' Total power output: %.2f[W]\n', Wpower);
fprintf(' Thermal efficiency : %.3f [%%]\n', eff*100);
fprintf('=====\n')

```

Figura C.3: adiabatic.m (Parte 1)

```

% various plots of the ideal adiabatic simulation results
plotadiab(var,dvar);

% writing results in res_adiabatic.txt
if(strncmp(txt_adiab,'y',1))
    % writing tables's titles
    if auxconf==0 % headline of table are written only one time (from
sea)
        fprintf(fidres_adiab,'\n');
        fprintf(fidres_adiab,'\n RPM\t');
        fprintf(fidres_adiab,'Pressure [bar]\t');
        fprintf(fidres_adiab,'Cold sink[k]\t');
        fprintf(fidres_adiab,'Hot source[k]\t');
        fprintf(fidres_adiab,'Regenerator[k]\t');
        fprintf(fidres_adiab,'Com. space[k]\t');
        fprintf(fidres_adiab,'Exp. space[k]\t');
        fprintf(fidres_adiab,'Q to cooler[W]\t');
        fprintf(fidres_adiab,'Q to cooler[J/ciclo]\t');
        fprintf(fidres_adiab,'Q to heater[W]\t');
        fprintf(fidres_adiab,'Q to heater[J/ciclo]\t');
        fprintf(fidres_adiab,'Q to regene[W]\t');
        fprintf(fidres_adiab,'Q to regene[J/ciclo]\t');
        fprintf(fidres_adiab,'Power out[W]\t');
        fprintf(fidres_adiab,'Power out[J/ciclo]\t');
        fprintf(fidres_adiab,'Adiab thermal eff\t');
    end
    % writing values on tables
    fprintf(fidres_adiab,' \n %0.f\t',freq*60);
    fprintf(fidres_adiab,' %.3e\t',sqrt(max(var(P,:))*min(var(P,:)))*10^-
5);
    fprintf(fidres_adiab,'\t\t%.2f\t ',tk);
    fprintf(fidres_adiab,'\t\t%.2f\t ',th);
    fprintf(fidres_adiab,'\t\t%.2f\t ',tr);
    fprintf(fidres_adiab,'\t\t%.2f\t ',var(TC,COL));
    fprintf(fidres_adiab,'\t\t%.2f\t ',var(TE,COL));
    fprintf(fidres_adiab,'\t\t %.3e\t ',Qkpower);
    fprintf(fidres_adiab,'\t\t %.3e\t ',var(QK,COL));
    fprintf(fidres_adiab,'\t\t %.3e\t ',Qhpower);
    fprintf(fidres_adiab,'\t\t %.3e\t ',var(QH,COL));
    fprintf(fidres_adiab,'\t\t %.3e\t ',Qrpower);
    fprintf(fidres_adiab,'\t\t %.3e\t ',var(QR,COL));
    fprintf(fidres_adiab,'\t\t %.3e\t ',Wpower);
    fprintf(fidres_adiab,'\t\t %.3e\t ',var(W,COL));
    fprintf(fidres_adiab,'\t\t%.3f\t ',eff);
end

```

Figura C.4: adiabatic.m (Parte 2)

```

function clearex(varargin)
%This function clear all workspace
% except for one or more selected variable
% File created on Feb 15th 2008
% Last modified: Feb 15th 2008
% Author: Arnaud Laurent
%Inputs: name of variables to keep (e.g. 'a','b','c')
%Note: It is possible to use wildcard (e.g. 'a*')
a = evalin('base','who');
var = cell(size(varargin));
for i=1:nargin
var(i)=varargin{i};
end
assignin('base','ClEaRGsJioU',var);
var = evalin('base','who(ClEaRGsJioU{:})');
clearvar = a(~ismember(a,var));
assignin('base','ClEaRGsJioU',clearvar);
evalin('base','clear(ClEaRGsJioU{:},'ClEaRGsJioU')')

```

Figura C.5: clearex.m

```

function [y,dy] = dadiab(theta,y)
% Evaluate ideal adiabatic model derivatives
% Israel Urieli, 7/6/2002
% Arguments: theta - current cycle angle [radians]
%             y(22) - vector of current variable values
% Returned values:
%             y(22) - updated vector of current variables
%             dy(16) vector of current derivatives
% Function invoked : volume.m

% global variables used from "define" functions
global vk % cooler void volume [m^3]
global vr % regen void volume [m^3]
global vh % heater void volume [m^3]
global rgas % gas constant [J/kg.K]
global cp % specific heat capacity at constant pressure [J/kg.K]
global cv % specific heat capacity at constant volume [J/kg.K]
global gama % ratio: cp/cv
global mgas % total mass of gas in engine [kg]
global tk tr th % cooler, regen, heater temperatures [K]

% Indices of the y, dy vectors:
TC = 1; % Compression space temperature (K)
TE = 2; % Expansion space temperature (K)
QK = 3; % Heat transferred to the cooler (J)
QR = 4; % Heat transferred to the regenerator (J)
QH = 5; % Heat transferred to the heater (J)
WC = 6; % Work done by the compression space (J)
WE = 7; % Work done by the expansion space (J)
W = 8; % Total work done (WC + WE) (J)
P = 9; % Pressure (Pa)
VC = 10; % Compression space volume (m^3)
VE = 11; % Expansion space volume (m^3)
MC = 12; % Mass of gas in the compression space (kg)
MK = 13; % Mass of gas in the cooler (kg)
MR = 14; % Mass of gas in the regenerator (kg)
MH = 15; % Mass of gas in the heater (kg)
ME = 16; % Mass of gas in the expansion space (kg)
TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler (K)
THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space (K)
GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler (kg/rad)
GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator (kg/rad)
GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater (kg/rad)
GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space (kg/rad)
%=====

% Volume and volume derivatives:
[y(VC),y(VE),dy(VC),dy(VE),dydp] = volume(theta);

% Pressure and pressure derivatives:
vot = vk/tk + vr/tr + vh/th;
y(P) = (mgas*rgas/(y(VC)/y(TC) + vot + y(VE)/y(TE)));
top = -y(P)*(dy(VC)/y(TCK) + dy(VE)/y(THE));
bottom = (y(VC)/(y(TCK)*gama) + vot + y(VE)/(y(THE)*gama));
dy(P) = top/bottom;

% Mass accumulations and derivatives:
y(MC) = y(P)*y(VC)/(rgas*y(TC));
y(MK) = y(P)*vk/(rgas*tk);
y(MR) = y(P)*vr/(rgas*tr);

```

Figura C.6: dadiab.m (Parte 1)


```

y(MH) = y(P) *vh/ (rgas*th);
y(ME) = y(P) *y(VE) / (rgas*y(TE));
dy(MC) = (y(P) *dy(VC) + y(VC) *dy(P) /gama) / (rgas*y(TCK));
dy(ME) = (y(P) *dy(VE) + y(VE) *dy(P) /gama) / (rgas*y(TE));
dpop = dy(P) /y(P);
dy(MK) = y(MK) *dpop;
dy(MR) = y(MR) *dpop;
dy(MH) = y(MH) *dpop;

% Mass flow between cells:
y(GACK) = -dy(MC);
y(GAKR) = y(GACK) - dy(MK);
y(GAHE) = dy(ME);
y(GARH) = y(GAHE) + dy(MH);

% Conditional temperatures between cells:
y(TCK) = tk;
if(y(GACK)>0)
    y(TCK) = y(TC);
end
y(TE) = y(TE);
if(y(GAHE)>0)
    y(TE) = th;
end

% 7 derivatives to be integrated by rk4:
% Working space temperatures:
dy(TC) = y(TC) * (dpop + dy(VC) /y(VC) - dy(MC) /y(MC));
dy(TE) = y(TE) * (dpop + dy(VE) /y(VE) - dy(ME) /y(ME));

% Energy:
dy(QK) = vk*dy(P) *cv/rgas - cp*(y(TCK)*y(GACK) - tk*y(GAKR));
dy(QR) = vr*dy(P) *cv/rgas - cp*(tk*y(GAKR) - th*y(GARH));
dy(QH) = vh*dy(P) *cv/rgas - cp*(th*y(GARH) - y(TE) *y(GAHE));
dy(WC) = y(P) *dy(VC);
dy(WE) = y(P) *dy(VE);

% Net work done:
dy(W) = dy(WC) + dy(WE);
y(W) = y(WC) + y(WE);

```

Figura C.7: dadiab.m (Parte 2)

```

function define
% define the stirling engine geometric
% and operational parameters
% Israel Urieli 4/1/02 (April Fool's Day)
% Modified 2/12/2010 to include no-matrix regenerator awgr0
% Modified 7/10/2016 to include betadrive engine type
% global powermatrix powermatrix2
% global lossesmatrix lossesmatrix2
% global acteffmatrix acteff2matrix
% global heatinmatrix
clc;

% function that clears all variables except those specified inside
clear('fidres_simp_dsep','qwrlnmatrix','qrlossmatrix','heatoutmatrix','h
eatinmatrix','acteffmatrix','acteff2matrix','lossesmatrix','lossesmatrix2
','powermatrix','powermatrix2',...

'ind','ind2','meanpressure','freq','thotsource','tcolsource','Emech','ka
ppabreak','auxconf','new','filename','choicesimulation','isothermal_plotp
v','isothermal_plotmass','idealadiabatic_plotpv',...

'idealadiabatic_plottemp','idealadiabatic_plotenergy','simple_plotpv','si
mple_plotenergy',...

'simple_plotwallgastemp','simple_plotdrop','simple_torqueang','simple_wor
kingpressure','rpm_step','pressure_step','fidres_iso','fidres_adiab',...
'fidres_simp','txt_iso','txt_adiab','txt_simp');

clear functions;
% The set of global variables defined are:
% engine
global engine_type % sinusoidal, y)oke r)ockerV, b)etadrive
global vclc vcle % compression,expansion clearence vols [m^3]
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]
global b1 % Ross yoke length (1/2 yoke base) [m]
global b2 % Ross yoke height [m]
global crank % crank radius [m]
global dcomp dexp % diameter of compression/expansion pistons [m]
global acomp aexp % area of compression/expansion pistons [m^2]
global ymin % minimum yoke vertical displacement [m]
global conrodc conrode % length of comp/exp piston connecting rods [m]
global ycmay yemax % maximum comp/exp piston vertical displacement [m]
% heatex/cooler
global vk % cooler void volume [m^3]
global ak % cooler internal free flow area [m^2]
global awgk % cooler internal wetted area [m^2]
global dk % cooler hydraulic diameter [m]
global lk % cooler effective length [m]
% heatex/heater
global vh % heater void volume [m^3]
global ah % heater internal free flow area [m^2]
global awgh % heater internal wetted area [m^2]
global dh % heater hydraulic diameter [m]
global lh % heater effective length [m]
% heatex/regenerator
global lr % regenerator effective length [m]
global cqwr % regenerator housing thermal conductance [W/K]
global matrix_type % mesh f)oil n)o matrix
global vr % regen void volume [m^3]

```

Figura C.8: define.m (Parte 1)

```

global ar % regen internal free flow area [m^2]
global awgr0 % no matrix regenerator wetted area [m^2]
global awgr % regen internal wetted area [m^2]
global dr % regen hydraulic diameter [m]
% gas
global rgas % gas constant [J/kg.K]
global cp % specific heat capacity at constant pressure [J/kg.K]
global cv % specific heat capacity at constant volume [J/kg.K]
global gama % ratio: cp/cv
global mu0 % dynamic viscosity at reference temp t0 [kg.m/s]
global t0 t_suth % reference temp. [K], Sutherland constant [K]
global prandtl % Prandtl number
% operat
global pmean % mean (charge) pressure [Pa]
global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]
global freq omega % cycle frequency [herz], [rads/s]
global mgas % total mass of gas in engine [kg]
% new data file
global new fid filename
if strcmp(new,'y',1)
    filename = input('enter new filename: ','s');
    fid = fopen(filename,'w');

else
    fid = 0;
    while fid < 1
        [fid, message] = fopen(filename,'r');
        if fid == -1
            display(message)
        end
    end
end
engine
heatex
gas
operat
status = fclose(fid);

```

Figura C.9: define.m (Parte 2)

```

function engine
% Define engine configuration and drive geometric parameters.
% Israel Urieli 4/14/02
% Modified 6/14/2016 to include Beta free piston engine

global engine_type % s)inusoidal, y)oke r)ocker-V, b)etadrive
global new fid % new data file

engine_type = 'u';
while(strncmp(engine_type,'u',1))
    if(strncmp(new,'y',1))
        fprintf('Available engine types are:\n');
        fprintf('  s)inusoidal alpha drive\n');
        fprintf('  y)oke drive (Ross)\n');
        fprintf('  r)ocker-V drive (Ross)\n');
        fprintf('  b)eta drive (sinusoidal)\n');
        fprintf('  g)amma JISL drive \n');
        engine_type = input('enter engine type ','s');
        fprintf(fid, '%c\n', engine_type(1));
    else
        engine_type = fscanf(fid, '%c',1);
    end

    if(strncmp(engine_type,'s',1))
        sindrive;
    elseif(strncmp(engine_type,'y',1))
        yokedrive;
    elseif(strncmp(engine_type,'r',1))
        rockerVdrive;
    elseif(strncmp(engine_type,'b',1))
        betadrive;
    elseif(strncmp(engine_type,'g',1))
        JISLgamma;
    else
        fprintf('engine type is undefined\n')
        engine_type = 'u';
    end
end
end
=====
function sindrive
% Sinusoidal drive engine configuration
% Israel Urieli 4/14/02

global vclc vcle % compression,expansion clearence vols [m^3]
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]
global delta % compression space volume to piston amplitude phase
advance[radians]
global new fid % new data file
fprintf(' Engine type: Alpha sinusoidal drive engine configuration\n')
if(strncmp(new,'y',1))
    vclc = input('enter compression space clearence volume [m^3]: ');
    vswc = input('enter compression space swept volume [m^3]: ');
    vcle = input('enter expansion space clearence volume [m^3]: ');
    vswe = input('enter expansion space swept volume [m^3]: ');
    phase = input('enter expansion phase angle advance [degrees]: ');
    fprintf(fid, '%.3e\n', vclc);
    fprintf(fid, '%.3e\n', vswc);
    fprintf(fid, '%.3e\n', vcle);

```

Figura C.10: engine.m (Parte 1)

```

        fprintf(fid, '%.3e\n', vswe);
        fprintf(fid, '%.1f\n', phase);
    else
        vclc = fscanf(fid,'%e',1);
        vswc = fscanf(fid,'%e',1);
        vcle = fscanf(fid,'%e',1);
        vswe = fscanf(fid,'%e',1);
        phase = fscanf(fid, '%f',1);
    end
    alpha = phase * pi/180;
    delta = 0;
    fprintf('==== Sinusoidal drive engine data summary =====\n')
    fprintf(' Comp clearence,Swept vols: %.1f, %.1f [cm^3]\n',
        vclc*1e6,vswc*1e6);
    fprintf(' Exp clearence,Swept vols: %.1f, %.1f [cm^3]\n',
        vcle*1e6,vswe*1e6);
    fprintf(' Expansion phase angle advance: %.1f [degrees]\n', phase);
    end

%=====
function yokedrive
% Ross yoke drive engine configuration
% Israel Urieli 4/14/02

global vclc vcle % compression,expansion clearence vols [m^3]
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]
global b1 % Ross yoke length (1/2 yoke base) [m]
global b2 % Ross yoke height [m]
global crank % crank radius [m]
global dcomp dexp % diameter of compression/expansion pistons [m]
global acomp aexp % area of compression/expansion pistons [m^2]
global ymin % minimum yoke vertical displacement [m]
global new fid % new data file

fprintf(' Engine type: Ross yoke drive engine configuration\n');
if(strncmp(new,'y',1))
    vclc = input('enter compression space clearence volume [m^3]: ');
    vcle = input('enter expansion space clearence volume [m^3]: ');

    b1 = input('enter Ross yoke length b1 (1/2 yoke base) [m]: ');
    b2 = input('enter Ross yoke height b2 [m]: ');
    crank = input('enter crank radius [m]: ');

    dcomp = input('enter compression piston diameter [m]: ');
    dexp = input('enter expansion piston diameter [m]: ');

    fprintf(fid, '%.3e\n', vclc);
    fprintf(fid, '%.3e\n', vcle);
    fprintf(fid, '%.3e\n', b1);
    fprintf(fid, '%.3e\n', b2);
    fprintf(fid, '%.3e\n', crank);
    fprintf(fid, '%.3e\n', dcomp);
    fprintf(fid, '%.3e\n', dexp);
else
    vclc = fscanf(fid,'%e',1);
    vcle = fscanf(fid,'%e',1);
    b1 = fscanf(fid,'%e',1);
    b2 = fscanf(fid,'%e',1);
    crank = fscanf(fid, '%e',1);

```

Figura C.11: engine.m (Parte 2)

```

        dcomp = fscanf(fid, '%e',1);
        dexp = fscanf(fid, '%e',1);
end
acomp = pi*dcomp^2/4.0;
aexp = pi*dexp^2/4.0;
yoke = sqrt(b1^2 + b2^2);
ymax = sqrt((yoke + crank)^2 - b2^2);
ymin = sqrt((yoke - crank)^2 - b2^2);

vswc = acomp*(ymax - ymin);
vswe = aexp*(ymax - ymin);
thmaxe = asin(ymax/(yoke + crank));
thmaxc = pi - thmaxe;
thmine = pi + asin(ymin/(yoke - crank));
thminc = 3*pi - thmine;
alpha = 0.5*(thmaxc - thmaxe) + 0.5*(thminc - thmine);
phase = alpha*180/pi;

fprintf('=====  

Ross yoke drive engine data summary =====\n')
fprintf(' Yoke length b1 (1/2 yoke base): %.1f [mm]\n', b1*1e3);
fprintf(' Yoke height b2: %.1f [mm]\n', b2*1e3);
fprintf(' Crank radius: %.1f [mm]\n', crank*1e3);
fprintf(' Compression piston diameter: %.1f [mm]\n', dcomp*1e3);
fprintf(' Expansion piston diameter: %.1f [mm]\n', dexp*1e3);
fprintf(' Comp clearance, Swept vols: %.1f, %.1f [cm^3]\n',  

vclc*1e6,vswc*1e6);
fprintf(' Exp clearance, Swept vols: %.1f, %.1f [cm^3]\n',  

vcle*1e6,vswe*1e6);
fprintf(' Ymin : %.1f[cm], Ymax : %.1f[cm]\n',ymin*1e2,ymax*1e2)
fprintf(' Alpha: %.1f(degrees)\n',phase);
end
%=====
function rockerVdrive
% Ross rocker-V drive engine configuration
% Israel Urieli 4/14/02 & Martine Long 2/14/05

global vclc vcle % compression,expansion clearence vols [m^3]
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]
global crank % crank radius [m]
global dcomp dexp % diameter of compression/expansion pistons [m]
global acomp aexp % area of compression/expansion pistons [m^2]
global conrodc conrode % length of comp/exp piston connecting rods [m]
global ycmx yemax % maximum comp/exp piston vertical displacement [m]
global new fid % new data file

fprintf(' Engine type: Ross rocker-V drive engine configuration\n');
if(strncmp(new,'y',1))
    vclc = input('enter compression space clearence volume [m^3]: ');
    vcle = input('enter expansion space clearence volume [m^3]: ');
    crank = input('enter crank radius [m]: ');
    conrodc = input('enter compression piston connecting rod length [m]: ');
');
    conrode = input('enter expansion piston connecting rod length [m]: ');
');
    dcomp = input('enter compression piston diameter [m]: ');
    dexp = input('enter expansion piston diameter [m]: ');
    phase = input('enter expansion phase angle advance [degrees]: ');

```

Figura C.12: engine.m (Parte 3)

```

        fprintf(fid, '%.3e\n', vclc);
        fprintf(fid, '%.3e\n', vcle);
        fprintf(fid, '%.3e\n', crank);
        fprintf(fid, '%.3e\n', conrodc);
        fprintf(fid, '%.3e\n', conrode);
        fprintf(fid, '%.3e\n', dcomp);
        fprintf(fid, '%.3e\n', dexp);
        fprintf(fid, '%.1f\n', phase);
    else
        vclc = fscanf(fid,'%e',1);
        vcle = fscanf(fid,'%e',1);
        crank = fscanf(fid,'%e',1);
        conrodc = fscanf(fid,'%e',1);
        conrode = fscanf(fid,'%e',1);
        dcomp = fscanf(fid,'%e',1);
        dexp = fscanf(fid,'%e',1);
        phase = fscanf(fid,'%f',1);
    end
    acomp = pi*dcomp^2/4.0;
    aexp = pi*dexp^2/4.0;
    ymax = conrodc + crank;
    ymin = conrodc - crank;
    yemax = conrode + crank;
    yemin = conrode - crank;
    vswc = acomp*(ymax - ymin);
    vswe = aexp*(yemax - yemin);
    alpha = phase * pi/180;

    fprintf('==== Ross rocker-V drive engine data summary =====\n')
    fprintf(' Crank radius: %.1f [mm]\n', crank*1e3);
    fprintf(' Compression piston connecting rod length: %.1f [mm]\n',
    conrodc*1e3);
    fprintf(' Expansion piston connecting rod length: %.1f [mm]\n',
    conrode*1e3);
    fprintf(' Compression piston diameter: %.1f [mm]\n', dcomp*1e3);
    fprintf(' Expansion piston diameter: %.1f [mm]\n', dexp*1e3);
    fprintf(' Comp clearance, Swept vols: %.1f, %.1f [cm^3]\n',
    vclc*1e6, vswc*1e6);
    fprintf(' Exp clearance, Swept vols: %.1f, %.1f [cm^3]\n',
    vcle*1e6, vswe*1e6);
    fprintf(' Compression: ymin = %.1f(cm), ymax =
    %.1f(cm)\n', ymin*1e2, ymax*1e2);
    fprintf(' Expansion: ymin = %.1f(cm), ymax =
    %.1f(cm)\n', yemin*1e2, yemax*1e2);
    fprintf(' Expansion phase angle advance: %.1f[degrees]\n', phase);

    %=====
end
function betadrive
% Free piston Beta drive engine configuration (assume sinusoidal motion)
% Israel Urieli 1/22/08

global vclc vcle % compression, expansion clearance vols [m^3]
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]
global delta % compression space volume to piston amplitude phase
advance[radians]
global new fid % new data file

fprintf(' Engine Type: Beta drive engine configuration\n')

```

Figura C.13: engine.m (Parte 4)

```

if(strncmp(new,'y',1))
    xpa = input('enter piston amplitude [m]: ');
    xda = input('enter displacer amplitude [m]: ');
    phid = input('enter displacer phase angle advance [degrees]: ');
    dp = input('enter piston diameter [m]: ');
    dd = input('enter displacer diameter [m]: ');
    dr = input('enter displacer rod diameter [m]: ');
    vclc = input('enter compression space clearence volume [m^3]: ');
    vcle = input('enter expansion space clearence volume [m^3]: ');

    fprintf(fid, '%.3e\n', xpa);
    fprintf(fid, '%.3e\n', xda);
    fprintf(fid, '%.1f\n', phid);
    fprintf(fid, '%.3e\n', dp);
    fprintf(fid, '%.3e\n', dd);
    fprintf(fid, '%.3e\n', dr);
    fprintf(fid, '%.3e\n', vclc);
    fprintf(fid, '%.3e\n', vcle);
else
    xpa = fscanf(fid,'%e',1);
    xda = fscanf(fid,'%e',1);
    phid = fscanf(fid,'%f',1);
    dp = fscanf(fid,'%e',1);
    dd = fscanf(fid,'%e',1);
    dr = fscanf(fid,'%e',1);
    vclc = fscanf(fid,'%e',1);
    vcle = fscanf(fid,'%e',1);
end

ap = pi*dp*dp/4; % piston area (m^2)
ad = pi*dd*dd/4; % displacer area (m^2)
ar = pi*dr*dr/4; % displacer rod area (m^2)
vpa = xpa*(ap - ar); % (piston - rod) volume aplitude {m^3}
vda = xda*(ad - ar); % (displacer - rod) volume amplitude(m^3)
vea = xda*ad; % displacer volume aplitude {m^3}
phi = phid*pi/180; % radians

delta = atan2(vda*sin(phi), (vda*cos(phi) - vpa));
% compression space volume to piston amplitude phase advance
vca = sqrt(vpa*vpa - 2*vpa*vda*cos(phi) + vda*vda);
% compression space volume amplitude (m^3)

vswc = 2*vca; % compression space swept volume (m^3)
vswe = 2*vea; % expansion space swept volume (m^3)
alpha = pi + phi - delta; % expansion phase angle advance (radians)

fprintf('==== Beta drive engine data summary =====\n')
fprintf(' comp clearence, swept vols: %.1f, %.1f [cm^3]\n',
vclc*1e6, vswc*1e6);
fprintf(' exp clearence, swept vols: %.1f, %.1f [cm^3]\n',
vcle*1e6, vswe*1e6);
fprintf(' expansion phase angle advance: %.1f[degrees]\n', alpha*180/pi);
end
%=====

function JISLgamma
% Define engine configuration and drive geometric parameters of JISL's
engine.
% Israel Urieli 04/14/02 Jesse Edwards 02/03/04
% global engine_type % s)inusoidal, y)oke r)ocker-V, r)hombic

```

Figura C.14: engine.m (Parte 5)


```

% global new fid %new data file

fprintf(' Engine tipe: Sanchez gamma drive engine configuration\n');
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle between displacer and power piston [radians]
global ap ad % area of piston, displacer[m^2]
global lp ld % lenght of piston, displacer linkage bar [m]
global lvd % lenght of displcer connection rod [m]
global rp rd % crank radius of power piston, displacer [m]
global vclc vclp vclcp vclcd % Clearance vols [m^3]
global vcd0
global new fid % new data file

if(strncmp(new,'y',1))
    dout = input('enter inside diameter of displacer housing [m]: ');
    dp = input('enter piston diameter [m]: ');
    dd = input('enter displacer diameter [m]: ');
    deltay_p = input('enter piston stroke [m]: ');
    deltay_d = input('enter displacer stroke [m]: ');
    alpha = input('enter displacer phase angle between displacer and
power piston [degrees]: ');
    lp = input('enter piston linkage bar [m]: ');
    ld = input('enter displacer linkage bar [m]: ');
    lvd = input('enter lenght of displcer connection rod [m]: ');
    Tol_p = input('enter Tol_p [m]: ');
    Tol_d = input('enter Tol_d [m]: ');

    fprintf(fid, '%.3e\n', dout);
    fprintf(fid, '%.3e\n', dp);
    fprintf(fid, '%.3e\n', dd);
    fprintf(fid, '%.3e\n', deltay_p);
    fprintf(fid, '%.3e\n', deltay_d);
    fprintf(fid, '%.1f\n', alpha);
    fprintf(fid, '%.3e\n', lp);
    fprintf(fid, '%.3e\n', ld);
    fprintf(fid, '%.3e\n', lvd);
    fprintf(fid, '%.3e\n', Tol_p);
    fprintf(fid, '%.3e\n', Tol_d);
else
    dout = fscanf(fid,'%e',1);
    dp = fscanf(fid,'%e',1);
    dd = fscanf(fid,'%e',1);
    deltay_p = fscanf(fid,'%e',1);
    deltay_d = fscanf(fid,'%e',1);
    alpha = fscanf(fid,'%f',1);
    lp = fscanf(fid,'%e',1);
    ld = fscanf(fid,'%e',1);
    lvd = fscanf(fid,'%e',1);
    Tol_p = fscanf(fid,'%e',1);
    Tol_d = fscanf(fid,'%e',1);
end

alpha = alpha*pi/180;
rp = deltay_p/2; % crank radius of power piston [m]
rd = deltay_d/2; % crank radius of displacer piston [m]
% lvd = 2*rd; % lenght of displcer connection rod [m]
vclcp = Tol_p*pi*dp^2/4; % dead volume of compression located in the
piston cylinder [m^3]
vclcd = Tol_d*pi*dd^2/4; % dead volume of compression located in the

```

Figura C.15: engine.m (Parte 6)

```

displacer cylinder [m^3]

vclc = vclcp + vclcd; % dead volume of compression chamber [m^3]
vcle = vclcd; % dead volume of expansion chamber (assumed equal to vclcd)
[m^3]
ap = pi*dp^2/4; % Piston area[m^2]
ad = pi*dd^2/4; % Displacer area [m^2]
vcd0 = ad*deltay_d;
[vswc,xx,xx,xx] = volume(0);
vswe = ad*deltay_d;
fprintf('=====  

Sanchez gamma engine data summary =====\n')
fprintf(' Inside housing displacer diameter: %.2f [mm]\n',dout*1e3);
fprintf(' Compression piston diameter %.1f [mm]\n', dp*1e3);
fprintf(' Expansion displacer diameter %.1f [mm]\n', dd*1e3);
fprintf(' Piston Stroke: %.2f [mm]\n',deltay_p*1e3);
fprintf(' Desplacer Stroke: %.2f [mm]\n',deltay_d*1e3);
fprintf(' Piston linkage bar: %.2f [mm]\n',lp*1e3);
fprintf(' Desplacer linkage bar: %.2f [mm]\n',ld*1e3);
fprintf(' Lenght of displcer connection rod: %.2f [mm]\n',lvd*1e3);
fprintf(' Piston crank radius length: %.1f [mm]\n', rp*1e3);
fprintf(' Displacer crank radius length %.1f [mm]\n', rd*1e3);
fprintf(' Phase angle between displacer and piston: %.2f  

[degree]\n',alpha*180/pi);
fprintf(' Comp clearence, Swept vols: %.1f, %.1f [cm^3]\n',  

vclc*1e6,vswc*1e6);
fprintf(' Exp clearence, Swept vols: %.1f, %.1f [cm^3]\n',  

vcle*1e6,vswe*1e6);
end

```

Figura C.16: engine.m (Parte 7)

```

function Eu = eulernum(re,A,At,St,Sd,dh,df,n)
% Evaluate the euler number for pressure drop available work loss [J]
% Paula Silva 7/07/2021
% Arguments:
% A - Total heat transfer area [m^2]
% At - Outside surface area of tube excepts fins [m^2]
% St - Transverse tube spacing [m]
% Sd - Diagonal tube spacing [m]
% dh - IC hidraulic diameter [m]
% df - IC diameter with fins = d+fin*2 [m]
% n - Number of rows = Nt [m]
% Returned value:
% Eu - Euler number for in line arrangment

F = 1/(4*(df/dh)+1);
Eu=0.536*re^(-0.23)*(A/At)^0.068*F^(-0.343)*(St/Sd)^(-2.18)*n;
end

```

Figura C.17: eulernum.m

```

function [var,dvar]=Filmatrix(j,y,dy,var,dvar);
% Fill in the j-th column of the var, dvar matrices with values of y, dy
% Israel Urieli, 7/20/2002
% Arguments:  j - column index (1 - 37, every 10 degrees of cycle angle)
%             y(ROWV) - vector of current variable values
%             dy(ROWD) vector of current derivatives
%             var(ROWV,37) - matrix of current variables vs cycle angle
%             dvar(ROWD,37) - matrix of current derivatives vs cycle
angle
% Returned values:
%             var(ROWV,37) - matrix of updated variables vs cycle angle
%             dvar(ROWD,37) - matrix of updated derivatives vs cycle
angle

ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix

for(i = 1:1:ROWV)
    var(i,j) = y(i);
end
for(i = 1:1:ROWD)
    dvar(i,j) = dy(i);
end

```

Figura C.18: filmatrix.m

```

function [st,ht,fr] = foilfr(d,mu,re)
% evaluate regenerator wrapped foil stanton number, friction factor
% Israel Urieli, 7/22/2002
% Arguments:
%   d - hydraulic diameter [m]
%   mu - gas dynamic viscosity [kg.m/s]
%   re - Reynolds number
% Returned values:
%   st - Stanton number
%   ht - heat transfer coefficient [W/m^2.K]
%   fr - Reynolds friction factor ( = re*fanning friction factor)

global cp % specific heat capacity at constant pressure [J/kg.K]
global prandtl % Prandtl number

if (re < 2000) % normally laminar flow
    fr = 24;
else
    fr = 0.0791*re^0.75;
end
% From Reynolds simple analogy:
st=fr/(2*re*prandtl);
ht=st*re*cp*mu/d;

```

Figura C.19: foilfr.m

```

function gas
% specifies the working gas properties (he, h2, air)
% Israel Urieli 4/20/02

global rgas % gas constant [J/kg.K]
global cp % specific heat capacity at constant pressure [J/kg.K]
global cv % specific heat capacity at constant volume [J/kg.K]
global gama % ratio: cp/cv
global mu0 % dynamic viscosity at reference temp t0 [kg.m/s]
global t0 t_suth % reference temperature [K], Sutherland constant [K]
global prandtl % Prandtl number
global new fid % new data file

fprintf('===== Gas data summary =====\n')
gas_type = 'un';
while(strncmp(gas_type,'un',2))
    if(strncmp(new,'y',1))
        fprintf('Available gas types are:\n');
        fprintf('  hydrogen\n');
        fprintf('  helium\n');
        fprintf('  air\n');
        gas_type = input('enter gas type: ','s');
        gas_type = [gas_type(1), gas_type(2)];
        fprintf(fid, '%s\n', gas_type);
    else
        fscanf(fid, '%c',1); % bypass the previous newline character
        gas_type = fscanf(fid, '%c',2);
    end
    if(strncmp(gas_type,'hy',2))
        fprintf(' Gas type: Hydrogen\n')
        gama = 1.4;
        rgas = 4157.2;
        mu0 = 8.35e-6;
        t_suth = 84.4;
    elseif(strncmp(gas_type,'he',2))
        fprintf(' Gas type: Helium\n')
        gama = 1.67;
        rgas = 2078.6;
        mu0 = 18.85e-6;
        t_suth = 80.0;
    elseif(strncmp(gas_type,'ai',2))
        fprintf(' Gas type: Air\n')
        gama = 1.4;
        rgas = 287.0;
        mu0 = 17.08e-6;
        t_suth = 112.0;
    else
        fprintf(' gas type is undefined\n')
        gas_type = 'un';
    end
end
cv = rgas/(gama - 1);
cp = gama*cv;
t0 = 273;
prandtl = 0.71;

fprintf(' Cv : %f(J/kg.K)\n', cv)
fprintf(' Cp : %f(J/kg.K)\n', cp)
fprintf(' Dynamic viscosity at reference temp t0(mu0): %f(kg.m/s)\n',

```

Figura C.20: gas.m (Parte 1)

μ_0)

Figura C.21: gas.m (Parte 2)

```

function heatex
% Specify heat exchanger geometric parameters
% Israel Urieli 3/31/02 (modified 12/01/03)
% Modified 2/14/2010 annulus and slots wetted area
cooler;
regen;
heater;
=====
function cooler
% Specify cooler geometric parameters
% Israel Urieli 4/15/02

global vk % cooler void volume [m^3]
global ak % cooler internal free flow area [m^2]
global awgk % cooler internal wetted area [m^2]
global awgfink % cooler wetted area with fins [m^2]
global dk % cooler hydraulic diameter [m]
global lk % cooler effective length [m]
global new fid % new data file
global dtubek dfk % for tube bank IC: tube diameter whitout and whit fins
global Slk Stk Sdk %Tube banks distances [m]
global vnumk % number of longitudinal tubes
global cooler_type % p) pipes i) pipes exterior flow a)smooth annulus
s)slots

fprintf('===== Cooler data summary =====\n')
cooler_type = 'u';
while(strncmp(cooler_type,'u',1))
    if(strncmp(new,'y',1))
        fprintf('Available cooler types are:\n')
        fprintf('  p, for smooth pipes\n')
        fprintf('  i, for tube bank cross flow(outside)\n')
        fprintf('  a, for smooth annulus\n')
        fprintf('  s, for slots\n')
        cooler_type = input('enter cooler type ','s');
        fprintf(fid, '%c\n', cooler_type(1));
    else
        fscanf(fid, '%c',1); % bypass the previous newline character
        cooler_type = fscanf(fid, '%c',1);
    end
    if(strncmp(cooler_type,'p',1))
        [vk,ak,awgk,dk,lk] = pipes;
        awgfink = awgk;
    elseif(strncmp(cooler_type,'i',1))
        [vk,ak,awgk,dk,lk,awgfink,dtubek,dfk,Slk,Stk,Sdk,vnumk]
= pipesext;
    elseif(strncmp(cooler_type,'a',1))
        [vk,ak,awgk,dk,lk] = annulus;
        awgfink = awgk;
    elseif(strncmp(cooler_type,'s',1))
        [vk,ak,awgk,dk,lk] = slots;
        awgfink = awgk;
    else
        fprintf('cooler type is undefined\n')
        cooler_type = 'u';
    end
end

fprintf(' Wetted area: %.2f [cm^2]\n', awgk*1e4)
fprintf(' Void volume: %.2f [cm^3]\n', vk*1e6)

```

Figura C.22: heatex.m (Parte 1)


```

fprintf(' Free flow area: %.2f [cm^2]\n', ak*1e4)
fprintf(' Cooler length: %.2f [cm]\n', lk*1e2)
fprintf(' Hydraulic diameter: %.2f [mm]\n', dk*1e3)
=====

function heater
% Specify heater geometric parameters
% Israel Urieli 4/15/02

global vh % heater void volume [m^3]
global ah % heater internal free flow area [m^2]
global awgh % heater internal wetted area [m^2]
global awgfinh % heater wetted area with fins [m^2]
global dh % heater hydraulic diameter [m]
global lh % heater effective length [m]
global new fid % new data file
global dtube dh % for tube bank IC: tube diameter whitout and whit fins
global Slh Sth Sdh %Tube banks distances [m]
global vnumh % number of longitudinal tubes
global heater_type % p) pipes i) pipes exterior flow a)smooth annulus
s)slots
fprintf('===== Heater data summary =====\n')
heater_type = 'u';
while(strncmp(heater_type,'u',1))
    if(strncmp(new,'y',1))
        fprintf('Available heater types are:\n')
        fprintf('  p, for smooth pipes\n')
        fprintf('  i, for tube bank cross flow(outside)\n')
        fprintf('  a, for smooth annulus\n')
        fprintf('  s, for slots\n')
        heater_type = input('enter heater type ','s');
        fprintf(fid, '%c\n', heater_type(1));
    else
        fscanf(fid, '%c',1); % bypass the previous newline character
        heater_type = fscanf(fid, '%c',1);
    end

    if(strncmp(heater_type,'p',1))
        [vh,ah,awgh,dh,lh] = pipes;
        awgfinh = awgh;
    elseif(strncmp(heater_type,'i',1))
        [vh,ah,awgh,dh,lh,awgfinh,dtube,dh,Slh,Sth,Sdh,vnumh]
= pipesext;
    elseif(strncmp(heater_type,'a',1))
        [vh,ah,awgh,dh,lh] = annulus;
        awgfinh = awgh;
    elseif(strncmp(heater_type,'s',1))
        [vh,ah,awgh,dh,lh] = slots;
        awgfinh = awgh;
    else
        fprintf('heater type is undefined\n')
        heater_type = 'u';
    end
end

fprintf(' Wetted area: %.2f [cm^2]\n', awgh*1e4)
fprintf(' Void volume: %.2f [cm^3]\n', vh*1e6)
fprintf(' Free flow area: %.2f [cm^2]\n', ah*1e4)
fprintf(' Cooler length: %.2f [cm]\n', lh*1e2)
fprintf(' Hydraulic diameter: %.2f [mm]\n', dh*1e3)

```

Figura C.23: heatex.m (Parte 2)

```

%=====

function [v,a,awg,d,len] = pipes
% homogeneous smooth pipes heat exchanger
% Israel Urieli 4/15/02
global new fid % new data file
global gfact % speed increase factor for reynold (according to incorpera)
fprintf(' IC type: Homogeneous bundle of smooth pipes\n')
if(strncmp(new,'y',1))
    d = input('enter pipe inside diameter [m] : ');
    len = input('enter heat exchanger length [m] : ');
    num = input('enter number of pipes in bundle : ');
    fprintf(fid, '%.3e\n', d);
    fprintf(fid, '%.3e\n', len);
    fprintf(fid, '%d\n', num);
else
    d = fscanf(fid,'%e',1);
    len = fscanf(fid,'%e',1);
    num = fscanf(fid,'%d',1);
end
gfact = 1;
a = num*pi*d*d/4;
v = a*len;
awg = num*pi*d*len;

%=====

function [v,a,awg,d,len] = annulus
% annular gap heat exchanger
% Israel Urieli 12/01/03
% Modified 2/14/2010 wetted area
global new fid % new data file
global gfact % speed increase factor for reynold (according to incorpera)

fprintf(' IC type: Annular gap heat exchanger\n')
if(strncmp(new,'y',1))
    dout = input('enter annular gap outer diameter [m] : ');
    din = input('enter annular gap inner diameter [m] : ');
    len = input('enter heat exchanger length [m] : ');
    fprintf(fid, '%.3e\n', dout);
    fprintf(fid, '%.3e\n', din);
    fprintf(fid, '%.3e\n', len);
else
    dout = fscanf(fid,'%e',1);
    din = fscanf(fid,'%e',1);
    len = fscanf(fid,'%e',1);
end
gfact = 1;
a = pi*(dout*dout - din*din)/4;
v = a*len;
awg = pi*dout*len;
d = dout - din;

%=====

function [v,a,awg,d,len] = slots
% slots heat exchanger
% Israel Urieli 12/01/03
% Modified 2/14/2010 wetted area
global new fid % new data file
global gfact % speed increase factor for reynold (according to incorpera)
fprintf(' IC tipe: Slots heat exchanger\n')

```

Figura C.24: heatex.m (Parte 3)

```

if(strncmp(new,'y',1))
    w = input('enter width of slot [m] : ');
    h = input('enter height of slot [m] : ');
    len = input('enter heat exchanger length [m] : ');
    num = input('enter number of slots : ');
    fprintf(fid, '%.3e\n', w);
    fprintf(fid, '%.3e\n', h);
    fprintf(fid, '%.3e\n', len);
    fprintf(fid, '%d\n', num);
else
    w = fscanf(fid,'%e',1);
    h = fscanf(fid,'%e',1);
    len = fscanf(fid,'%e',1);
    num = fscanf(fid,'%d',1);
end
gfact = 1;
a = num*w*h;
v = a*len;
awg = num*(w + 2*h)*len;
d = 4*v/awg;
=====

function [v,a,awg,deq,len,awgfin,dtube,df,Sl,St,Sd,vnum] = pipesext
% IC with external flow

global new fid % new data file
global gfact % factor de aumento de velocidad para reynold (segun
incorpora)

fprintf(' IC tipe: Tube Banks outside cross flow\n')
if(strncmp(new,'y',1))
    dout = input('enter annular gap outer diameter [m] : ');
    din = input('enter annular gap inner diameter [m] : ');
    d = input('enter pipe outside diameter [m] : ');
    sep = input('enter space between pipes (fin to fin) [m] : ');
    h = input('enter heat exchanger height [m] : ');
    fin = input('enter fin lenght [m] : ');
    find = input('enter lenght between fins [m] : ');
    thickness = input('enter fins thickness [m] : ');
    fprintf(fid, '%.3e\n', dout);
    fprintf(fid, '%.3e\n', din);
    fprintf(fid, '%.3e\n', d);
    fprintf(fid, '%.3e\n', sep);
    fprintf(fid, '%d\n', h);
    fprintf(fid, '%.3e\n', fin);
    fprintf(fid, '%.3e\n', find);
    fprintf(fid, '%.3e\n', thickness);
else
    dout = fscanf(fid,'%e',1);
    din = fscanf(fid,'%e',1);
    d = fscanf(fid,'%e',1);
    sep = fscanf(fid,'%e',1);
    h = fscanf(fid,'%e',1);
    fin = fscanf(fid,'%e',1);
    find = fscanf(fid,'%e',1);
    thickness = fscanf(fid,'%e',1);
end

Sl = sep+(d+2*fin); % longitudinal distance between tubes [m]
St = sep+(d+2*fin); % transversal distance between tubes [m]

```

Figura C.25: heatex.m (Parte 4)

```

Sd = sqrt(Sl^2+(St/2)^2); % diagonal distance between tubes [m]
df = (d+2*fin); % finned tube diameter (considering the fins)[m]
dtube = d; % pipe outside diameter[m]

hnum = floor ((dout-din)/2/(sep+(d+2*fin))); % number of transversal
tubes
vnum = floor ((h)/(sep+(d+2*fin))); % number of longitudinal

a = 0;
len = 0;
for j = 1:hnum
    len = len+2*pi*(din/2+(sep+(d+fin*2)/2)*j); % sum for effective
length [m]
    a = a+pi*((din/2+(sep+(d+fin*2))*j+sep)^2-
(din/2+(sep+(d+fin*2))*j)^2); % sum for free flow area [m^2]
end

gfact = (sep+(d+fin*2))/sep;
aannulus = pi*((d+fin*2)^2-d^2)*2; % two-sided area of fins[m^3]
len = len*vnum; %total lenght of tubes
nfins = floor(len/(thickness+find)); % number of fins
v = (pi*(dout^2-din^2)/4)*h-pi*d^2/4*len-(aannulus/2*thickness)*nfins;
%void volume[m^3]
awg = pi*d*len;
awgfin = awg + aannulus*nfins;
deq = 4*v/awgfin;
len = len/(hnum*vnum); % lenght of just one tube[m]

fprintf(' Tubes for in-line arrangement: Nt = %d ,Nl = %d\n', hnum, vnum)
fprintf(' Distances: St = %.2f [mm], Sl =%.2f [mm], Sd =%.2f
[mm]\n',St*10^3,Sl*10^3,Sd*10^3)
fprintf(' Wetted area with fins: %.2f [cm^2]\n', awgfin*1e4)

```

Figura C.26: heatex.m (Parte 5)

```

function tgh = hotstim(var,twh)
% evaluate heater average heat transfer performance
% Israel Urieli, 7/22/2002
% Modified 2/6/2010 to include regenerator qrloss
% Arguments:
%   var(22,37) array of variable values every 10 degrees (0 - 360)
%   twh - heater wall temperature [K]
%   qrloss - heat loss due to imperfect regenerator [J]
% Returned values:
%   tgh - heater average gas temperature [K]

% Row indices of the var array:
TC = 1; % Compression space temperature [K]
TE = 2; % Expansion space temperature [K]
QK = 3; % Heat transferred to the cooler [J]
QR = 4; % Heat transferred to the regenerator [J]
QH = 5; % Heat transferred to the heater [J]
WC = 6; % Work done by the compression space [J]
WE = 7; % Work done by the expansion space [J]
W = 8; % Total work done (WC + WE) [J]
P = 9; % Pressure [Pa]
VC = 10; % Compression space volume [m^3]
VE = 11; % Expansion space volume [m^3]
MC = 12; % Mass of gas in the compression space [kg]
MK = 13; % Mass of gas in the cooler [kg]
MR = 14; % Mass of gas in the regenerator [kg]
MH = 15; % Mass of gas in the heater [kg]
ME = 16; % Mass of gas in the expansion space [kg]
TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler [K]
THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space [K]
GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler [kg/rad]
GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator [kg/rad]
GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater [kg/rad]
GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space [kg/rad]

global th % heater temperature [K]
global freq omega % cycle frequency [herz], [rads/s]
global ah % heater internal free flow area [m^2]
global awgh % heater internal wetted area [m^2]
global dh % heater hydraulic diameter [m]
global awgfinh % heater wetted area with fins [m^2]

% Calculating the Reynolds number over the cycle
for(i = 1:1:37)
    gah(i) = (var(GARH,i) + var(GAHE,i))*omega/2;
    gh = gah(i)/ah;
    [mu,kgas,re(i)] = reynum(th,gh,dh);
end

% Average and maximum Reynolds number
sumre=0;
remax=re(1);
for (i=1:1:36)
    sumre=sumre + re(i);
    if(re(i) > remax)
        remax = re(i);
    end
end
reavg = sumre/36;

```

Figura C.27: hotstim.m (Parte 1)

```

[ht,fr] = pipefr(dh,mu,reavg,awgfinh); % Heat transfer coefficient
tgh = twh - (var(QH,37))*freq/(ht*awgh); % Heater gas temperature [K]

fprintf('===== Heater Simple analysis =====\n')
fprintf(' Average Reynolds number : %.1f\n',reavg)
fprintf(' Maximum Reynolds number : %.1f\n',remax)
fprintf(' Heat transfer coefficient [W/m^2*K] : %.2f\n',ht)
fprintf(' Heater wall/gas temperatures: Twh = %.1f[K], Tgh =
%.1f[K]\n',twh,tgh);

```

Figura C.28: hotsim.m (Parte 2)

```

function tgk = kolsim(var,twk)
% evaluate cooler average heat transfer performance
% Israel Urieli, 7/22/2002
% Modified 2/6/2010 to include regenerator qrloss
% Arguments:
%   var(22,37) array of variable values every 10 degrees (0 - 360)
%   twk - cooler wall temperature [K]
%   qrloss - heat loss due to imperfect regenerator [J]
% Returned values:
%   tgk - cooler average gas temperature [K]

% Row indices of the var array:
TC = 1; % Compression space temperature [K]
TE = 2; % Expansion space temperature [K]
QK = 3; % Heat transferred to the cooler [J]
QR = 4; % Heat transferred to the regenerator [J]
QH = 5; % Heat transferred to the heater [J]
WC = 6; % Work done by the compression space [J]
WE = 7; % Work done by the expansion space [J]
W = 8; % Total work done (WC + WE) [J]
P = 9; % Pressure [Pa]
VC = 10; % Compression space volume [m^3]
VE = 11; % Expansion space volume [m^3]
MC = 12; % Mass of gas in the compression space [kg]
MK = 13; % Mass of gas in the cooler [kg]
MR = 14; % Mass of gas in the regenerator [kg]
MH = 15; % Mass of gas in the heater [kg]
ME = 16; % Mass of gas in the expansion space [kg]
TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler [K]
THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space [K]
GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler [kg/rad]
GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator [kg/rad]
GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater [kg/rad]
GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space [kg/rad]

global tk % cooler temperature [K]
global freq omega % cycle frequency [herz], [rads/s]
global ak % cooler internal free flow area [m^2]
global awgk % cooler internal wetted area [m^2]
global dk % cooler hydraulic diameter [m]
global awgfink % cooler wetted area with fins [m^2]

% Calculating the Reynolds number over the cycle
for(i = 1:1:37)
    gak(i) = (var(GACK,i) + var(GAKR,i))*omega/2;
    gk = gak(i)/ak;
    [mu,kgas,re(i)] = reynum(tk,gk,dk);
end

% Average and maximum Reynolds number
sumre=0;
remax=re(1);
for (i=1:1:36)
    sumre=sumre + re(i);
    if(re(i) > remax)
        remax = re(i);
    end
end
reavg = sumre/36;

```

Figura C.29: kolsim.m (Parte 1)

```

[ht,fr] = pipefr(dk,mu,reavg,awgfink); % Heat transfer coefficient
tgk = twk - (var(QK,37))*freq/(ht*awgk); % Heater gas temperature [K]

fprintf('===== Cooler Simple analysis =====\n')
fprintf(' Average Reynolds number : %.1f\n',reavg)
fprintf(' Maximum Reynolds number : %.1f\n',remax)
fprintf(' Heat transfer coefficient [W/m^2*K] : %.2f\n',ht)
fprintf(' Cooler wall/gas temperatures: Twk = %.1f[K], Tk =
%.1f[K]\n',twk,tgk);

```

Figura C.30: kolsim.m (Parte 2)


```
function [st,fr] = matrixfr(re)
% evaluate regenerator mesh matrix stanton number, friction factor
% Israel Urieli, 7/22/2002
% Arguments:
%   re - Reynolds number
% Returned values:
%   st - Stanton number
%   fr - Reynolds friction factor ( = re*fanning friction factor)

global prandtl % Prandtl number

% equations taken from Kays & London (1955 edition)
st = 0.46*re^(-0.4)/prandtl;
fr = 54 + 1.43*re^0.78;
```

Figura C.31: matrixfr.m

```

function operat
% Determine operating parameters and do Schmidt analysis
% Israel Urieli 4/20/02

global pmean % mean (charge) pressure [Pa]
global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]
global freq omega % cycle frequency [herz], [rads/s]
global new % decision for create a new engine file
global meanpressure % mean (charge) pressure [Pa]
global tcoldsource thotsource % cold, hot source temperatures [K]

pmean = meanpressure;
tk = tcoldsource;
th = thotsource;
tr = (th - tk)/log(th/tk);
omega = 2*pi*freq;

if new~='y'
    Schmidt; % Do Schmidt analysis
end
%=====
function Schmidt
% Schmidt anlysis
% Israel Urieli 3/31/02

global mgas % total mass of gas in engine [kg]
global pmean % mean (charge) pressure [Pa]
global tk tr th % cooler, regen, heater temperatures [K]
global freq omega % cycle frequency [herz], [rads/s]
global vclc vcle % compression,expansion clearence vols [m^3]
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]
global vk vr vh % cooler, regenerator, heater volumes [m^3]
global rgas % gas constant [J/kg.K]
global isothermal_plotpv % decision extracted from configuration file
global isothermal_plotmass % decision extracted from configuration file
global Emech % mechanism's effectiveness
global fidres_iso %file for write isothermal results
global auxconf % variable for ejecute some parts of the script just one
time
global txt_iso % decision for write isothermal results

% Geometrical and operating ratios
kp = (vswc/vswe);
kt = tk/th;
ks = (vh+vk+vr)/(vswe);
% Schmidt analysis
c = (((vswe/th)^2 + (vswc/tk)^2 +
2*(vswe/th)*(vswc/tk)*cos(alpha))^0.5)/2;
s = (vswc/2 + vclc + vk)/tk + vr/tr + (vswe/2 + vcle + vh)/th;
b = c/s;
sqrtb = (1 - b^2)^0.5;
bf = (1 - 1/sqrtb);
beta = atan(vswe*sin(alpha)/th/(vswe*cos(alpha)/th + vswc/tk));

% total mass of working gas in engine
mgas=pmean*s*sqrtb/rgas;

% work output

```

Figura C.32: operat.m (Parte 1)

```

wc = (pi*vswc*mgas*rgas*sin(beta)*bf/c);
we = (pi*vswc*mgas*rgas*sin(beta - alpha)*bf/c);
w = (wc + we);
power = w*freq;
eff = w/we; % qe = we

% Printout Schmidt analysis results
fprintf('==== Geometrical and operating ratios(operat.m) =====\n')
fprintf(' Temperature ratio are (tau): %.2f \n',kt);
fprintf(' Swept volume ratio(k): %.2f \n',kp);
fprintf(' Dead volume ratio (X): %.2f \n',ks);
fprintf(' Phase angle advance of expansion space: %.2f
[degree]\n',alpha*180/pi);
fprintf(' Mechanism effectiveness (E): %.2f \n ', Emech);
fprintf(' Operating frequency: %.2f [rpm]\n ', freq*60);
fprintf('===== Schmidt analysis =====\n')
fprintf(' Pressure phase angle beta: %.1f [degrees]\n',beta*180/pi)
fprintf(' Total mass of gas: %.3f [gm]\n',mgas*1e3)
fprintf(' Work: %.3e [J], Power: %.3e [W]\n', w,power);
fprintf(' Qexp: %.3e [J], Qcom: %.3e [J]\n', we,wc);
fprintf(' Indicated efficiency: %.2f [%%]\n', eff*100);
fprintf('===== \n')

% Plot Schmidt analysis pv and p-theta diagrams
if(strcmp(isothermal_plotpv,'y',1))
    plotpv
end
% Plot Alan Organ's particle mass distribution in Natural Coordinates
if(strcmp(isothermal_plotmass,'y',1))
    plotmass
end

% Writing results in res_adiabatic.txt
if(strcmp(txt_iso,'y',1))
    % Writing tables's titles
    if auxconf==0 % headline of table are written only one time (from
sea)
        fprintf(fidres_iso,'\n');
        fprintf(fidres_iso,'\n RPM\t');
        fprintf(fidres_iso,'Pressure [bar]\t');
        fprintf(fidres_iso,'Cold sink[k]\t');
        fprintf(fidres_iso,'Hot source[k]\t');
        fprintf(fidres_iso,'Regen efect[k]\t');
        fprintf(fidres_iso,'Temp.ratio \t');
        fprintf(fidres_iso,'Swept.ratio \t');
        fprintf(fidres_iso,'Dead.ratio \t');
        fprintf(fidres_iso,'Alpha [degree] \t');
        fprintf(fidres_iso,'Beta [degree] \t');
        fprintf(fidres_iso,'Mass gass[gm] \t');
        fprintf(fidres_iso,'swept exp[cm3] \t');
        fprintf(fidres_iso,'swept comp[cm3] \t');
        fprintf(fidres_iso,'Work indicated [J] \t');
        fprintf(fidres_iso,'Power indicated [W] \t');
        fprintf(fidres_iso,'Qexp = Wexp[J] \t');
        fprintf(fidres_iso,'Qcomp = Wcomp[J] \t');
        fprintf(fidres_iso,'eff indicated \t');
    end
    % Writing values on tables
    fprintf(fidres_iso,' \n %.2f\t',freq*60);

```

Figura C.33: operat.m (Parte 2)

```

fprintf(fidres_iso, ' %.2f\t ', pmean*10^-5);
fprintf(fidres_iso, '\t\t%.2f\t ', tk);
fprintf(fidres_iso, '\t\t%.2f\t ', th);
fprintf(fidres_iso, '\t\t%.2f\t ', tr);
fprintf(fidres_iso, '\t\t %.2f \t\t ', kt);
fprintf(fidres_iso, '\t\t %.2f \t\t ', kp);
fprintf(fidres_iso, '\t %.2f\t ', ks);
fprintf(fidres_iso, '\t %.3f\t ', alpha*180/pi);
fprintf(fidres_iso, '\t %.3f\t ', beta*180/pi);
fprintf(fidres_iso, '\t\t %.3f\t ', mgas*1e3);
fprintf(fidres_iso, '\t\t %.3f\t ', vswe*1e6);
fprintf(fidres_iso, '\t\t %.3f\t ', vswc*1e6);
fprintf(fidres_iso, '\t\t %.3e\t ', w);
fprintf(fidres_iso, '\t\t %.3e\t ', power);
fprintf(fidres_iso, '\t\t %.3e\t ', we);
fprintf(fidres_iso, '\t\t %.3e\t ', wc);
fprintf(fidres_iso, '\t\t%.3f\t ', eff);
end

```

Figura C.34: operat.m (Parte 3)

```

function [ht,fr]=pipefr(d,mu,re,awgfin);
% evaluate heat transfer coefficient, Reynolds friction factor
% Israel Urieli, 7/22/2002 (corrected header 2/20/2011)
% Arguments:
% d - hydraulic diameter [m]
% mu - gas dynamic viscosity [kg.m/s]
% re - Reynolds number
% Returned values:
% ht - heat transfer coefficient [W/m^2.K]
% fr - Reynolds friction factor ( = re*fanning friction factor)

global cp % specific heat capacity at constant pressure [J/kg.K]
global prandtl % Prandtl number
global engine_type
global lk % cooler efective lenght [m]

% Personal communication with Alan Organ, because of oscillating
% flow, we assume that flow is always turbulent. Use the Blasius
% relation for all Reynolds numbers:
fr=0.0791*re^0.75;
% From Reynolds simple analogy:
if engine_type~='g'
    ht=fr*mu*cp/(2*d*prandtl);
else
    Nu = 0.38*re^0.6*prandtl^(1/3)*((lk*pi*d+awgfin)/lk*pi*d)^(-0.15);
    ht = Nu*cp*mu/prandtl/d;
end

```

Figura C.35: pipefr.m

```

function plotadiab(var,dvar)
% various plots of ideal adiabatic simulation results
% Israel Urieli, 7/21/2002 (corrected temp plots 12/3/2003)
% Arguments:
%   var(22,37) array of variable values every 10 degrees (0 - 360)
%   dvar(16,37) array of derivatives every 10 degrees (0 - 360)

% Row indices of the var, dvar arrays:
TC = 1; % Compression space temperature (K)
TE = 2; % Expansion space temperature (K)
QK = 3; % Heat transferred to the cooler (J)
QR = 4; % Heat transferred to the regenerator (J)
QH = 5; % Heat transferred to the heater (J)
WC = 6; % Work done by the compression space (J)
WE = 7; % Work done by the expansion space (J)
W = 8; % Total work done (WC + WE) (J)
P = 9; % Pressure (Pa)
VC = 10; % Compression space volume (m^3)
VE = 11; % Expansion space volume (m^3)
MC = 12; % Mass of gas in the compression space (kg)
MK = 13; % Mass of gas in the cooler (kg)
MR = 14; % Mass of gas in the regenerator (kg)
MH = 15; % Mass of gas in the heater (kg)
ME = 16; % Mass of gas in the expansion space (kg)
TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler (K)
THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space (K)
GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler (kg/rad)
GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator (kg/rad)
GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater (kg/rad)
GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space (kg/rad)
% Size of var (ROWV,COL), dvar (ROWD,COL)
ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix
COL = 37; % number of columns in the matrices (every 10 degrees)
%=====
global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]
global vk % cooler void volume [m^3]
global vr % regen void volume [m^3]
global vh % heater void volume [m^3]
global idealadiabatic_plotpv % decision for P-v diagram
global idealadiabatic_plottemp % decision for Temperature vs crank angle
diagram
global idealadiabatic_plotenergy % decision for Energy vs crank angle
diagram

if(strncmp(idealadiabatic_plotpv,'y',1))
    figure (4)
    vol = (var(VC,:) + vk + vr + vh + var(VE,:))*1e6; % cubic
centimeters
    pres = (var(P,:))*1e-5; % bar
    plot(vol,pres,'k')
    grid on
    xlabel('Volume (cc)')
    ylabel('Pressure (bar [1bar = 100kPa])')
    title('P-v diagram')
end

if(strncmp(idealadiabatic_plottemp,'y',1))
    figure (5)
    x = 0:10:360;

```

Figura C.36: plotadiab.m (Parte 1)

```

Tcomp = var(TC,:);
Texp = var(TE,:);
plot(x,Tcomp,'b-',x,Texp,'r-');
hold on
x = [0,360];
y = [tk,tk];
plot(x,y,'b-')
y = [tr,tr];
plot(x,y,'g-')
y = [th,th];
plot(x,y,'r-')
hold off
grid on
xlabel('Crank angle (degrees)');
ylabel('Temperature (K)');
title('Temperature vs crank angle');
end

if(strncmp(idealadiabatic_plotenergy,'y',1))
figure(6)
x = 0:10:360;
Qkol = var(QK,:); % [J]
Qreg = var(QR,:); % [J]
Qhot = var(QH,:); % [J]
Work = var(W,:); % [J]
plot(x,Qkol,'b-',x,Qreg,'g-',x,Qhot,'r-',x,Work,'k-.');
% Wcom = var(WC,:); % [J]
% Wexp = var(WE,:); % [J]
% plot(x,Qkol,'b-',x,Qreg,'g-',x,Qhot,'r-',x,Work,'k-.',x,Wcom,'b--
',x,Wexp,'r--');
grid on
xlabel('Crank angle (degrees)');
ylabel('Energy [Joules]');
title('Energy vs crank angle');
end

```

Figura C.37: plotadiab.m (Parte 2)

```

function plotadiab2(var,dvar)
% various plots of ideal adiabatic simulation results
% Israel Urieli, 7/21/2002 (corrected temp plots 12/3/2003)
% Arguments:
%   var(22,37) array of variable values every 10 degrees (0 - 360)
%   dvar(16,37) array of derivatives every 10 degrees (0 - 360)

% Row indices of the var, dvar arrays:
TC = 1; % Compression space temperature (K)
TE = 2; % Expansion space temperature (K)
QK = 3; % Heat transferred to the cooler (J)
QR = 4; % Heat transferred to the regenerator (J)
QH = 5; % Heat transferred to the heater (J)
WC = 6; % Work done by the compression space (J)
WE = 7; % Work done by the expansion space (J)
W = 8; % Total work done (WC + WE) (J)
P = 9; % Pressure (Pa)
VC = 10; % Compression space volume (m^3)
VE = 11; % Expansion space volume (m^3)
MC = 12; % Mass of gas in the compression space (kg)
MK = 13; % Mass of gas in the cooler (kg)
MR = 14; % Mass of gas in the regenerator (kg)
MH = 15; % Mass of gas in the heater (kg)
ME = 16; % Mass of gas in the expansion space (kg)
TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler (K)
THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space (K)
GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler (kg/rad)
GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator (kg/rad)
GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater (kg/rad)
GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space (kg/rad)
% Size of var (ROWV,COL), dvar (ROWD,COL)
ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix
COL = 37; % number of columns in the matrices (every 10 degrees)
%=====
global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]
global vk % cooler void volume [m^3]
global vr % regen void volume [m^3]
global vh % heater void volume [m^3]
global simple_plotpv % decision for P-v diagram
global simple_plotenergy % decision for Energy vs crank angle diagram

if(strncmp(simple_plotpv,'y',1))
    figure(10)
    vol = (var(VC,:) + vk + vr + vh + var(VE,))*1e6; % cubic
centimeters
    pres = (var(P,))*1e-5; % bar
    plot(vol,pres,'k')
    grid on
    xlabel('Volume (cc)')
    ylabel('Pressure (bar [1bar = 100kPa])')
    title('P-v diagram')
end
if(strncmp(simple_plotenergy,'e',1))
    figure(11)
    x = 0:10:360;
    Qkol = var(QK,:); % [J]
    Qreg = var(QR,:); % [J]
    Qhot = var(QH,:); % [J]

```

Figura C.38: plotadiab2.m (Parte 1)


```

Work = var(W,:); % [J]
plot(x,Qkol,'b-',x,Qreg,'g-',x,Qhot,'r-',x,Work,'k-.');
% Wcom = var(WC,:); % [J]
% Wexp = var(WE,:); % [J]
% plot(x,Qkol,'b-',x,Qreg,'g-',x,Qhot,'r-',x,Work,'k-.',x,Wcom,'b--
',x,Wexp,'r--');
grid on
xlabel('Crank angle (degrees)');
ylabel('Energy [Joules]');
title('Energy vs crank angle');
end

```

Figura C.39: plotadiab2.m (Parte 2)

```

function plotmass

% Kyle Wilson 10-2-02
% Stirling Cycle Machine Analysis ME 589
% Particle Trajectory Map
% Equations from Organ's "'Natural' coordinates for analysis of the
practical
% Stirling cycle" and Oegik Soegihardjo's 1993 project on the same topic
% Modified by Israel Urieli (11/27/2010) to obtain correct phase advance
% angle alpha subsequent to error determined by Zack Alexy (March 2010)

% clc;clear;home;format compact;
%% Inputs from define program
global vclc vcle % compression,expansion clearance vols [m^3]
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]
global vk % cooler void volume [m^3]
global vh % heater void volume [m^3]
global vr % regen void volume [m^3]
global pmean % mean (charge) pressure [Pa]
global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]

NT = th/tk; % Temperature ratio
Vref = vswe; % Reference volume (m^3)

%% Fixed reduced volumes (dimensionless)
vswe_r = (vswe/Vref)/NT; % Reduced expansion swept volume
vcle_r = (vcle/Vref)/NT; % Reduced expansion clearance volume
vh_r = (vh/Vref)/NT; % Reduced heater void volume
vr_r = (vr/Vref)*log(NT)/(NT-1); % Reduced regenerator void volume
vk_r = (vk/Vref); % Reduced cooler void volume
vswc_r = (vswc/Vref); % Reduced compression swept volume
vclc_r = (vclc/Vref); % Reduced compression clearance volume

%% Phase domain
angi = 0;
angf = 2*pi;
dang = 0.1;
ang = [angi:dang:angf];
n = size(ang);

%% Reduced volume variations
for i = 1:n(2)
    deg(i) = ang(i)*180/pi;
    Ve(i) = (vswe/2)*(1-cos(ang(i))); % Expansion volume vs phase
    Vc(i) = (vswc/2)*(1+cos(ang(i) - alpha)); % Compression volume vs
phase
    ve(i) = (Ve(i)/Vref)/NT; % Reduced expansion vs phase
    vc(i) = Vc(i)/Vref; % Reduced compression vs phase
    vt(i) = vswe_r + vcle_r + vh_r + vr_r + vk_r + vclc_r + vc(i); % Total
volume vs phase
end
figure(3)
step = 30;
for m = 1:step-1
    for i = 1:n(2)
        v(i) = ve(i) + (m/step)*(vt(i)-ve(i)); % Reduced volume segments
    end

    hold on

```

Figura C.40: plotmass.m (Parte 1)

```

    plot(v,deg,'k:')
end
hold on
plot(ve,deg,'k')
plot(vt,deg,'k')

%% Vertical lines
L1 = vswe_r; % Boundary of reduced expansion swept volume
L2 = L1 + vcle_r; % Boundary of reduced expansion clearance volume
L3 = L2 + vh_r; % Boundary of reduced heater void volume
L4 = L3 + vr_r; % Boundary of reduced regenerator void volume
L5 = L4 + vk_r; % Boundary of reduced cooler void volume
L6 = min(vt); % Boundary of reduced expansion swept volume

point1 = [L1;L1]; % Preparing for plot
point2 = [L2;L2];
point3 = [L3;L3];
point4 = [L4;L4];
point5 = [L5;L5];
point6 = [L6;L6];
point = [0;deg(n(2))];

plot(point1,point,'r--',point2,point,'r--',point3,point,'g--')
plot(point4,point,'g--',point5,point,'b--',point6,point,'b--')
axis([0 max(vt) 0 deg(n(2))])

xlabel('Reduced volume')
ylabel('Crank Angle (deg)')
title('Particle mass plot')

hold off

```

Figura C.41: plotmass.m (Parte 2)

```

function plotpv
% plot pv and p-theta diagrams of schmidt analysis
% Israel Urieli 1/6/03

global vclc vcle % compression, expansion clearance vols [m^3]
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]
global vk % cooler void volume [m^3]
global vh % heater void volume [m^3]
global vr % regen void volume [m^3]
global mgas % total mass of gas in engine [kg]
global rgas % gas constant [J/kg.K]
global pmean % mean (charge) pressure [Pa]
global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]

theta = 0:5:360;
vc = vclc + 0.5*vswc*(1 + cos(theta*pi/180));
ve = vcle + 0.5*vswe*(1 + cos(theta*pi/180 + alpha));
p = mgas*rgas./(vc/tk + vk/tk + vr/tr + vh/th + ve/th)*1e-5; % [bar]
vtot = (vc + vk + vr + vh + ve)*1e6; % [cc]

figure(1)
hold on
plot(vtot,p)
grid on
xlabel('total volume (cc)')
ylabel('pressure (bar)')
title('Schmidt pv diagram')
hold off

figure(2)
plot(theta,p)
grid on
hold on
x = [0,360];
y = [pmean*1e-5, pmean*1e-5];
plot(x,y)
xlabel('crank angle (deg)')
ylabel('pressure (bar)')
title('Schmidt p-theta diagram')

```

Figura C.42: plotpv.m

```

function regen
% Specifies regenerator geometric and thermal properties
% Israel Urieli 04/20/02 (modified 12/01/03)
% modified 2/12/2010 to include awgr0 (wetted area)
% modified 11/27/2010 to include 'no regenerator matrix'

global lr % regenerator effective length [m]
global awgr0 % no matrix regenerator wetted area [m^2]
global cqwr % regenerator housing thermal conductance [W/K]
global new fid % new data file

fprintf('===== Regenerator data summary =====\n')
regen_type = 'u';
while(strncmp(regen_type,'u',1))
    if(strncmp(new,'y',1))
        fprintf('Available regenerator configurations are:\n')
        fprintf('  t, for tubular regenerator set\n')
        fprintf('  a, for annular regenerator\n')
        regen_type = input('enter regenerator configuration ', 's');
        fprintf(fid, '%c\n', regen_type(1));
    else
        fscanf(fid, '%c',1); % bypass the previous newline character
        regen_type = fscanf(fid, '%c',1);
    end
    if(strncmp(regen_type,'t',1))
        fprintf(' Regenerator type: Tubular regenerator housing\n')
        if(strncmp(new,'y',1))
            dout = input('enter tube housing external diameter [m] : ');
            domat = input('enter tube housing internal diameter [m] : ');
            lr = input('enter regenerator length [m] : ');
            num = input('enter number of tubes : ');
            fprintf(fid, '%.3e\n', dout);
            fprintf(fid, '%.3e\n', domat);
            fprintf(fid, '%.3e\n', lr);
            fprintf(fid, '%d\n', num);
        else
            dout = fscanf(fid, '%e',1);
            domat = fscanf(fid, '%e',1);
            lr = fscanf(fid, '%e',1);
            num = fscanf(fid, '%d',1);
        end
        dimat = 0;
        awgr0 = num*pi*domat*lr;
    elseif(strncmp(regen_type,'a',1))
        fprintf(' Regenerator type: Annular regenerator housing\n')
        if(strncmp(new,'y',1))
            dout = input('enter housing external diameter [m] : ');
            domat = input('enter housing internal diameter [m] : ');
            dimat = input('enter matrix internal diameter [m] : ');
            lr = input('enter regenerator length [m] : ');
            fprintf(fid, '%.3e\n', dout);
            fprintf(fid, '%.3e\n', domat);
            fprintf(fid, '%.3e\n', dimat);
            fprintf(fid, '%.3e\n', lr);
        else
            dout = fscanf(fid, '%e',1);
            domat = fscanf(fid, '%e',1);
            dimat = fscanf(fid, '%e',1);
        end
    end
end

```

Figura C.43: regen.m (Parte 1)

```

        lr = fscanf(fid, '%e',1);
    end
    num = 1;
    awgr0 = pi*(dimat + domat)*lr;
else
    fprintf('regenerator configuration is undefined\n')
    regen_type = 'u';
end
end

amat = num*pi*(domat*domat - dimat*dimat)/4; % regen matrix area
awr = num*pi*(dout*dout - domat*domat)/4; % regen housing wall area
#####temporary fix (4/20/02):
kwr = 25; % thermal conductivity [W/m/K]
% note that stainless steel thermal conductivity is temp dependent
% 25 W/m/K for normal engine conditions,
% 6 W/m/K for cryogenic coolers.
cqwr = kwr*awr/lr; % regen wall thermal conductance [W/K]

matrix(amat);
=====
function matrix(amat)
% Specifies regenerator matrix geometric and thermal properties
% Israel Urieli 03/31/02
% modified 11/27/10 for no regenerator matrix

global matrix_type % m)esh, f)oil or n)o matrix
global new fid % new data file

matrix_type = 'u';
while(strncmp(matrix_type,'u',1))
    if(strncmp(new,'y',1))
        fprintf('Available matrix types are:\n')
        fprintf('  m, for mesh matrix\n')
        fprintf('  f, for foil matrix\n')
        fprintf('  n, for no matrix\n')
        matrix_type = input('enter matrix type ','s');
        fprintf(fid, '%c\n', matrix_type(1));
    else
        fscanf(fid, '%c',1); % bypass the previous newline character
        matrix_type = fscanf(fid, '%c',1);
    end
    if(strncmp(matrix_type,'m',1))
        mesh(amat);
    elseif(strncmp(matrix_type,'f',1))
        foil(amat);
    elseif(strncmp(matrix_type,'n',1))
        nomatrix(amat);
    else
        fprintf('matrix configuration is undefined\n')
        matrix_type = 'u';
    end
end

=====
function mesh(amat)
% Specifies mesh matrix geometric and thermal properties
% Israel Urieli 03/31/02

global vr % regen void volume [m^3]
global ar % regen internal free flow area [m^2]

```

Figura C.44: regen.m (Parte 2)

```

global awgr % regen internal wetted area [m^2]
global awgr0 % no matrix regenerator wetted area [m^2]
global lr % regenerator effective length [m]
global dr % regen hydraulic diameter [m]
global new fid % new data file

fprintf(' Matrix type: Stacked wire mesh matrix\n')
if(strncmp(new,'y',1))
    porosity = input('enter matrix porosity : ');
    dwire = input('enter matrix wire diameter [m] : ');
    fprintf(fid, '%.3f\n', porosity);
    fprintf(fid, '%.3e\n', dwire);
else
    porosity = fscanf(fid,'%f',1);
    dwire = fscanf(fid,'%e',1);
end

ar = amat*porosity;
vr = ar*lr;
dr = dwire*porosity/(1 - porosity);
awgr = 4*vr/dr + awgr0;
Num_screen = floor(lr/(2*dwire));

fprintf(' Matrix porosity: %.3f [%%]\n', porosity)
fprintf(' Matrix wire diam: %.2f [mm]\n', dwire*1e3)
fprintf(' Number of wire screens %.2f\n',Num_screen)
fprintf(' Hydraulic diam: %.3f [mm]\n', dr*1e3)
fprintf(' Total wetted area: %.3e [sq.m]\n', awgr)
fprintf(' Regenerator length: %.1f [mm]\n', lr*1e3)
fprintf(' Void volume: %.2f [cm^3]\n', vr*1e6)
%=====
function foil(amat)
% Specifies foil matrix geometric and thermal properties
% Israel Urieli 03/31/02

global vr % regen void volume [m^3]
global ar % regen internal free flow area [m^2]
global awgr % regen internal wetted area [m^2]
global awgr0 % no matrix regenerator wetted area [m^2]
global lr % regenerator effective length [m]
global dr % regen hydraulic diameter [m]
global new fid % new data file

fprintf(' Matrix type: Wrapped foil matrix\n')
if(strncmp(new,'y',1))
    fl = input('enter unrolled length of foil [m] : ');
    th = input('enter foil thickness [m] : ');
    fprintf(fid, '%.3f\n', fl);
    fprintf(fid, '%.3e\n', th);
else
    fl = fscanf(fid,'%f',1);
    th = fscanf(fid,'%e',1);
end

am = th*fl;
ar = amat - am;
vr = ar*lr;
awgr = 2*lr*fl + awgr0;
dr = 4*vr/awgr;
porosity = ar/amat;

```

Figura C.45: regen.m (Parte 3)

```

fprintf(' Unrolled foil length: %.3f [m]\n', fl)
fprintf(' Foil thickness: %.3f [mm]\n',th*1e3)
fprintf(' Hydraulic diam: %.3f [mm]\n', dr*1e3)
fprintf(' Total wetted area: %f [sq.m]\n', awgr)
fprintf(' Void volume: %.2f [cm^3]\n', vr*1e6)
fprintf(' Porosity: %.3f [%%]\n', porosity)
=====
function nomatrix(amat)
% Specifies conditions for no regenerator matrix
% Israel Urieli 11/27/10

global vr % regen void volume [m^3]
global ar % regen internal free flow area [m^2]
global awgr % regen internal wetted area [m^2]
global awgr0 % no matrix regenerator wetted area [m^2]
global lr % regenerator effective length [m]
global dr % regen hydraulic diameter [m]

fprintf(' Matrix type: no regenerator\n')

ar = amat;
vr = ar*lr;
awgr = awgr0;
dr = 4*vr/awgr;

fprintf(' Hydraulic diam: %.3f[mm]\n', dr*1e3)
fprintf(' Total wetted area: %f[sq.m]\n', awgr)
fprintf(' Void volume: %.2f[cc]\n', vr*1e6)
=====

```

Figura C.46: regen.m (Parte 4)


```

function grloss = regsim(var)
% Evaluate the effectiveness and performance of the regenerator
% Israel Urieli, 7/23/2002 - Modified 2/15/2010
% modified 11/27/2010 to include 'no regenerator matrix'
% Arguments:
%   var(22,37) array of variable values every 10 degrees (0 - 360)
% Returned value:
%   grloss - regenerator net enthalpy loss [J]

% Row indices of the var array:
TC = 1; % Compression space temperature [K]
TE = 2; % Expansion space temperature [K]
QK = 3; % Heat transferred to the cooler [J]
QR = 4; % Heat transferred to the regenerator [J]
QH = 5; % Heat transferred to the heater [J]
WC = 6; % Work done by the compression space [J]
WE = 7; % Work done by the expansion space [J]
W = 8; % Total work done (WC + WE) [J]
P = 9; % Pressure [Pa]
VC = 10; % Compression space volume [m^3]
VE = 11; % Expansion space volume [m^3]
MC = 12; % Mass of gas in the compression space [kg]
MK = 13; % Mass of gas in the cooler [kg]
MR = 14; % Mass of gas in the regenerator [kg]
MH = 15; % Mass of gas in the heater [kg]
ME = 16; % Mass of gas in the expansion space [kg]
TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler [K]
THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space [K]
GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler [kg/rad]
GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator [kg/rad]
GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater [kg/rad]
GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space [kg/rad]

global matrix_type % mesh or f)oil
global ar % regen internal free flow area [m^2]
global awgr % regen internal wetted area [m^2]
global dr % regen hydraulic diameter [m]
global tr % regen temperature [K]
global freq omega % cycle frequency [herz], [rads/s]

% Reynolds number over the cycle
for(i = 1:1:37)
    gar(i) = (var(GAKR,i) + var(GARH,i))*omega/2;
    gr = gar(i)/ar;
    [mu,kgas,re(i)] = reynum(tr,gr,dr);
end

% average and maximum Reynolds number
sumre = 0;
remax = re(1);
for(i = 1:1:36)
    sumre = sumre + re(i);
    if(re(i) > remax)
        remax = re(i);
    end
end

reavg = sumre/36;

% Stanton number, number of transfer units, regenerator effectiveness

```

Figura C.47: regsim.m (Parte 1)

```

if (strncmp(matrix_type,'m',1))
    [st,fr] = matrixfr(reavg);
elseif (strncmp(matrix_type,'f',1))
    [st,ht,fr] = foilfr(dr,mu,reavg);
elseif (strncmp(matrix_type,'n',1))
    [st,ht,fr] = foilfr(dr,mu,reavg);
end

ntu = st*awgr/(2*ar);
effect = ntu/(ntu + 1);

% Calculate qrloss
for (i=1:1:37)
    qreg(i) = var(QR,i);
end
qrmin = min(qreg);
qrmax = max(qreg);
qrloss = (1 - effect)*(qrmax - qrmin);

% Regenerator simple analysis results:
fprintf('===== Regenerator Simple analysis =====\n')
fprintf('Average Reynolds number: %.1f\n', reavg);
fprintf('Maximum Reynolds number: %.1f\n', remax);
fprintf('Stanton number (Average Re): %.3f\n', st);
fprintf('Number of transfer units: %.1f\n', ntu);
fprintf('Regenerator effectiveness : %.3f\n', effect);
fprintf('Regenerator net enthalpy loss: %.1f[W]\n', qrloss*freq);

```

Figura C.48: regsim.m (Parte 2)

```

function [mu,kgas,re] = reynum(t,g,d)
% evaluate dynamic viscosity, thermal conductivity, Reynolds number
% Israel Urieli, 7/22/2002 (mu units correction 2/13/2011)
% Arguments:
%   t - gas temperature [K]
%   g - mass flux [kg/m^2.s]
%   d - hydraulic diameter [m]
% Returned values:
%   mu - gas dynamic viscosity [kg/m.s]
%   kgas - gas thermal conductivity [W/m.K]
%   re - Reynolds number

global cp % specific heat capacity at constant pressure [J/kg.K]
global mu0 % dynamic viscosity at reference temp t0 [kg.m/s]
global t0 t_suth % reference temperature [K], Sutherland constant [K]
global prandtl % Prandtl number

mu = mu0*(t0 + t_suth)/(t + t_suth)*(t/t0)^1.5;
kgas = cp*mu/prandtl;
re = abs(g)*d/mu;

if(re < 1)
    re = 1;
end

```

Figura C.49: reynum.m

```

function [x, y, dy] = rk4(deriv,n,x,dx,y)
%Classical fourth order Runge-Kutta method
%Integrates n first order differential equations
%dy(x,y) over interval x to x+dx
%Israel Urieli - Jan 21, 2002
x0 = x;
y0 = y;

[y,dy1] = feval(deriv,x0,y);
for i = 1:n
    y(i) = y0(i) + 0.5*dx*dy1(i);
end
xm = x0 + 0.5*dx;
[y,dy2] = feval(deriv,xm,y);
for i = 1:n
    y(i) = y0(i) + 0.5*dx*dy2(i);
end
[y,dy3] = feval(deriv,xm,y);
for i = 1:n
    y(i) = y0(i) + dx*dy3(i);
end
x = x0 + dx;
[y,dy] = feval(deriv,x,y);
for i = 1:n
    dy(i) = (dy1(i) + 2*(dy2(i) + dy3(i)) + dy(i))/6;
    y(i) = y0(i) + dx*dy(i);
end
end

```

Figura C.50: rk4.m

```

% sea (stirling engine analysis) - main program
%Israel Urieli 7/20/02

clc;
clear all;
% Row indices of the var, dvar arrays:
TC = 1; % Compression space temperature [K]
TE = 2; % Expansion space temperature [K]
QK = 3; % Heat transferred to the cooler [J]
QR = 4; % Heat transferred to the regenerator [J]
QH = 5; % Heat transferred to the heater [J]
WC = 6; % Work done by the compression space [J]
WE = 7; % Work done by the expansion space [J]
W = 8; % Total work done (WC + WE) [J]
P = 9; % Pressure [Pa]
VC = 10; % Compression space volume [m^3]
VE = 11; % Expansion space volume [m^3]
MC = 12; % Mass of gas in the compression space [kg]
MK = 13; % Mass of gas in the cooler [kg]
MR = 14; % Mass of gas in the regenerator [kg]
MH = 15; % Mass of gas in the heater [kg]
ME = 16; % Mass of gas in the expansion space [kg]
TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler [K]
THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space [K]
GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler [kg/rad]
GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator [kg/rad]
GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater [kg/rad]
GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space [kg/rad]
% Size of var(ROWV,COL), dvar(ROWD,COL)
ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix
COL = 37; % number of columns in the matrices (every 10 degrees)
%=====
% global variables extracted from configuration.txt
% for isothermal analysis plots
global isothermal_plotpv % decision for pv and p-theta diagrams
global isothermal_plotmass % decision for particle mass distribution in
Natural Coordinates
% for ideal adiabatic analysis plots
global idealadiabatic_plotpv % decision for P-v diagram
global idealadiabatic_plottemp % decision for Temperature vs crank angle
diagram
global idealadiabatic_plotenergy % decision for Energy vs crank angle
diagram
% for simple analysis plots
global simple_plotpv % decision for P-v diagram
global simple_plotenergy % decision for Energy vs crank angle diagram
global simple_plotwallgastemp % decision for temperature plot of the
simple simulation
global simple_plotdrop % decision for heat exchanger pressure drop vs
crank angle diagram
global simple_workingpressure % decision for working space pressure vs
crank angle diagram
global simple_torqueang % decision for torque [Nm] vs crank angle diagram
%for configuration file
global new % decision for create a new engine file
global filename % name of engine file (name.dat)
global auxconf % variable for execute some parts of the script just one
time
global kappabreak % indicator for stop iteration

```

Figura C.51: sea.m (Parte 1)

```

%for writting results file
global fidres_iso % file for write isothermal results
global fidres_adiab % file for write adiabatic results
global fidres_simp % file for write simple results
global txt_iso % decision for write isothermal results
global txt_adiab % decision for write adiabatic results
global txt_simp % fdecision for write simple results
%for operating parameter
global Emech % mechanism's effectiveness
global freq % cycle frequency [herz]
global meanpressure % mean (charge) pressure [Pa]
global tcoldsource thotsource % cold, hot source temperatures [K]
global choicesimulation % decision for chooce simulation type a)adiabatic
or s)imple
%for save results of simple analysis in a matix
global powermatrix powermatrix2 % matixs that keep power by rpm and pmean
iteration
global lossesmatrix lossesmatrix2 % matixs that keep power losses by rpm
and pmean iteration
global acteffmatrix acteff2matrix % matixs that keep efficiency by rpm
and pmean iteration
global heatinmatrix % matix that keep heat in by rpm and pmean iteration
global heatoutmatrix % matix that keep heat out by rpm and pmean
iteration
global qrlossmatrix % matix that keep regenerator loss(because eff<1) in
by rpm and pmean iteration
global qwrlmatrix % matix that keep regenerator loss(because wall leak)
in by rpm and pmean iteration
global ind ind2 % indix for matrix that keep relevants values by rpm and
pmean iteration
%=====

% define which plots do we want options: y)es / n)o
isothermal_plotpv = 'n';
isothermal_plotmass = 'n';
idealadiabatic_plotpv = 'n';
idealadiabatic_plottemp = 'n';
idealadiabatic_plotenergy = 'n';
simple_plotpv = 'n';
simple_plotenergy = 'n';
simple_plotwallgastemp = 'n';
simple_plotdrop = 'n';
simple_workingpresure = 'n';
simple_torqueang = 'n';

% define file .txt to write results of every analysis
fidres_iso= fopen('res_isothermal.txt','r+');
fidres_adiab = fopen('res_adiabatic.txt','r+');
fidres_simp = fopen('res_simple.txt','r+');

global fidres_simp_dsep
fidres_simp_dsep = fopen('res_simple_dsep.txt','r+');

readop_simp_dsep=1;
while(readop_simp_dsep==1)
    read=fgetl(fidres_simp_dsep);
    if (read==-1)
        readop_simp_dsep=0;
    end
end

```

Figura C.52: sea.m (Parte 2)

```

% to prevent res_isothermal.txt, res_adiabatic.txt and res_simple.txt
% files from erasing previous content every time that sea.m is ejecuted
readop_iso=1;
while(readop_iso==1)
    read=fgetl(fidres_iso);
    if (read==-1)
        readop_iso=0;
    end
end

readop_adiab=1;
while(readop_adiab==1)
    read=fgetl(fidres_adiab);
    if (read==-1)
        readop_adiab=0;
    end
end

readop_simp=1;
while(readop_simp==1)
    read=fgetl(fidres_simp);
    if (read==-1)
        readop_simp=0;
    end
end

% define simulation type
choicesimulation = 's'; % options: a)diabatic / s)simple

% define the decision of writting the .txt files
txt_iso = 'y';
txt_adiab = 'y';
txt_simp='y';

% define a specific engine or made one new
new = 'n'; % options: y)es / n)o
filename = 'gamma300.dat'; % Already created engine filename to be
ejecuted

% define operating parameter
meanpressure = 101325;
tcoldsource = 20+273;
thotsource = 150+273;
Emech = 0.8;

% define configuration
auxconf = 0;
kappabreak = 0; % variable that stop iteration when power by simple
simultaion
                % turns negative

% initializing vectors that will store simple analysis results
powermatrix = 0;
powermatrix2 = 0;
lossesmatrix = 0;
lossesmatrix2 = 0;
acteffmatrix = 0;
acteff2matrix = 0;
heatinmatrix = 0;
heatoutmatrix = 0;

```

Figura C.53: sea.m (Parte 3)

```

qrlossmatrix = 0;
qwrmlmatrix = 0;
ind2 = 1;

% simulation rpm vs mean pressure
while(meanpressure <= 5*101325) % until 5 bar
    freq = 1/60; % initial engine speed for rpm iteration [herz]
    rpm_step = 5; % speed step [rpm]
    pressure_step = 100000; % pressure step [Pa]
    ind = 1;
    while(freq<30000/60 && kappabreak==0)
        define;
        if new ~='y'
            if(strncmp(choicesimulation,'a',1))
                [adiabaticvar,adiavaticdvar] = adiabatic;
            elseif(strncmp(choicesimulation,'s',1))
                [simplevar,simpledvar] = simple;
            end
        end
        freq = freq + (rpm_step/60);
        auxconf = 1;
        ind=ind+1;
    end
    meanpressure = meanpressure + pressure_step;
    ind2=ind2+1;
    kappabreak = 0;
    auxconf = 0;
end
fprintf('quitting simulation...\n');

%% writting excel files
name = 'engine.xls';
xlswrite(name, powermatrix,'power');
xlswrite(name, powermatrix2,'powerMon');
xlswrite(name, lossesmatrix,'pumplosses');
xlswrite(name, lossesmatrix2,'pumplossesMon');
xlswrite(name, acteffmatrix,'thermalefficiency');
xlswrite(name, acteff2matrix,'thermalefficiencyMon');
xlswrite(name, heatinmatrix,'heatinput');
xlswrite(name, heatoutmatrix,'heatoutput');
xlswrite(name, qrlossmatrix,'qrloss');

%% plot surf
% For beta type engines powermatrix and lossesmatrix were plotted, for
gamma type engines
% powermatrix2 and lossesmatrix2 were plotted

[uno,dos] = size(powermatrix);
frec =1:rpm_step:(1+rpm_step*(uno-1)); %[rpm]
pres =(101325:pressure_step:(101325+pressure_step*(dos-1))); %[kPa]
[X,Y] = meshgrid(pres,frec);

figure
hold on
surf(X,Y,powermatrix)
colorbar
    xlim([ min(pres) max(pres)]);
    ylim([ min(frec) max(frec)]);
xlabel('Mean Pressure [Pa]');
ylabel('Frequency [rpm]');

```

Figura C.54: sea.m (Parte 4)


```

zlabel('Power output [W]');
title('Engine: '+ string(filename))
hold off

figure
hold on
surf(X,Y,lossesmatrix)
colorbar
xlim([ min(pres) max(pres)]);
ylim([ min(frec) max(frec)]);
xlabel('Mean Pressure [Pa]');
ylabel('Frequency [rpm]');
zlabel('Pumping losses [W]');
title('Engine: '+ string(filename))
hold off

figure
hold on
surf(X,Y,qrlossmatrix)
colorbar
    xlim([ min(pres) max(pres)]);
    ylim([ min(frec) max(frec)]);
xlabel('Mean Pressure [Pa]');
ylabel('Frequency [rpm]');
zlabel('Losses by imperfect regenerator [W]');
title('Engine: '+ string(filename))
hold off

```

Figura C.55: sea.m (Parte 5)

```

function [var,dvar] = simple
% simple analysis - including heat transfer and pressure drop effects
% Israel Urieli, 7/22/2002 (modified 12/3/2003 for temp plots)
% Modified 2/7/2010 to include qrgloss in hotstim & kolsim
% Modified 2/15/2010 logical reorganization
% Returned values:
%   var(22,37) array of variable values every 10 degrees (0 - 360)
%   dvar(16,37) array of derivatives every 10 degrees (0 - 360)

% Row indices of the var, dvar arrays:
TC = 1; % Compression space temperature [K]
TE = 2; % Expansion space temperature [K]
QK = 3; % Heat transferred to the cooler [J]
QR = 4; % Heat transferred to the regenerator [J]
QH = 5; % Heat transferred to the heater [J]
WC = 6; % Work done by the compression space [J]
WE = 7; % Work done by the expansion space [J]
W = 8; % Total work done (WC + WE) [J]
P = 9; % Pressure [Pa]
VC = 10; % Compression space volume [m^3]
VE = 11; % Expansion space volume [m^3]
MC = 12; % Mass of gas in the compression space [kg]
MK = 13; % Mass of gas in the cooler [kg]
MR = 14; % Mass of gas in the regenerator [kg]
MH = 15; % Mass of gas in the heater [kg]
ME = 16; % Mass of gas in the expansion space [kg]
TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler [K]
THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space [K]
GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler [kg/rad]
GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator [kg/rad]
GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater [kg/rad]
GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space [kg/rad]
% Size of var(ROWV,COL), dvar(ROWD,COL)
ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix
COL = 37; % number of columns in the matrices (every 10 degrees)
%=====
global freq % cycle frequency [herz]
global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]
global cqwr % regenerator housing thermal conductance [W/K]
global simple_plotwallgastemp % decision for temperature plot of the
simple simulation
global simple_torqueang % decision for torque [Nm] vs crank angle diagram
global fidres_simp % file for write simple results
global auxconf % variable for execute some parts of the script just one
time
global kappabreak % indicator for stop iteration
global txt_simp % fdecision for write simple results
global Emech % mechanism's effectiveness
global powermatrix powermatrix2 % matixs that keep power by rpm and pmean
iteration
global lossesmatrix lossesmatrix2 % matixs that keep power losses by rpm
and pmean iteration
global acteffmatrix acteff2matrix % matixs that keep efficiency by rpm
and pmean iteration
global heatinmatrix % matix that keep heat in by rpm and pmean iteration
global heatoutmatrix % matix that keep heat out by rpm and pmean
iteration
global qrglossmatrix % matix that keep regenerator loss(because eff<1) in
by rpm and pmean iteration

```

Figura C.56: simple.m (Parte 1)

```

global qwrlmatrix % matix that keep regenerator loss(because wall leak)
in by rpm and pmean iteration
global ind ind2 % indix for matrix that keep relevants values by rpm and
pmean iteration
=====

epsilon = 0.01; % allowable temperature error bound for cyclic
convergence
error = 10*epsilon; % Initial temperature error (to enter loop)
twk = tk+error; % Cooler wall temp - equal to initial cooler gas temp
twh = th-error; % Heater wall temp - equal to initial heater gas temp

while (error>epsilon)
    [var,dvar] = adiab;
    tgh = hotsim(var,twh); % new heater gas temperature
    tgtk = kolsim(var,twk); % new cooler gas temperature
    error = abs(th - tgh) + abs(tk - tgtk);
    th = tgh;
    tk = tgtk;
    tr = (th-tk)/log(th/tk);
end

fprintf('==== converged heater and cooler mean temperatures ====\n');
fprintf('heater wall/gas temperatures: Twh = %.1f[K], Th =
%.1f[K]\n',twh,th);
fprintf('cooler wall/gas temperatures: Twk = %.1f[K], Tk =
%.1f[K]\n',twk,tk);

% Print out ideal adiabatic analysis results
eff = var(W,COL)/var(QH,COL); % engine thermal efficiency
Qkpower = var(QK,COL)*freq; % Heat transferred to the cooler (W)
Qrpower = var(QR,COL)*freq; % Heat transferred to the regenerator (W)
Qhpower = var(QH,COL)*freq; % Heat transferred to the heater (W)
Wpower = Emech*var(W,COL)*freq; % Total power output (W)
fprintf('===== ideal adiabatic analysis results =====\n');
fprintf(' Heat transferred to the cooler: %.2f[W]\n', Qkpower);
fprintf(' Net heat transferred to the regenerator: %.2f[W]\n', Qrpower);
fprintf(' Heat transferred to the heater: %.2f[W]\n', Qhpower);
fprintf(' Total power output: %.2f[W]\n', Wpower);
fprintf(' Ideal Adiabatic Thermal efficiency: %.1f[%%]\n', eff*100);

qrloss = regsim(var);
qwrl = cqwr*(twh - twk)/freq;
fprintf('===== Regenerator analysis results=====\n');
fprintf(' Regenerator net enthalpy loss: %.1f[W]\n', qrloss*freq);
fprintf(' Regenerator wall heat leakage: %.1f[W]\n', qwrl*freq);

[dwork,dworkreg,dworkkol2,dworkhot2] = worksim(var,dvar);
dwork2 = dworkreg + dworkkol2+ dworkhot2;

actWpower = Wpower - dwork*freq;
actWpower2 = Wpower - dwork2*freq;
actQhpower = Qhpower + qrloss*freq + qwrl*freq;
acteff = actWpower/actQhpower;
acteff2 = actWpower2/actQhpower;
fprintf('===== pressure drop simple analysis =====\n');
fprintf(' Pressure drop available work loss: %.1f[W]\n', dwork*freq)
fprintf(' Pressure drop available work loss (Mon): %.1f[W]\n',
dwork2*freq)
fprintf(' Actual power from simple analysis: %.1f[W]\n', actWpower);

```

Figura C.57: simple.m (Parte 2)

```

fprintf(' Actual power from simple analysis (Mon): %.1f[W]\n',
actWpower2);
fprintf(' Actual heat power in from simple analysis: %.1f[W]\n',
actQhpower);
fprintf(' Actual efficiency from simple analysis: %.1f[%%]\n',
acteff*100);
fprintf(' Actual efficiency from simple analysis(Mon): %.1f[%%]\n',
acteff2*100);

% Temperature plot of the simple simulation results
if(strncmp(simple_plotwallgastemp,'y',1))
    figure(9)
    x = 0:10:360;
    Tcomp = var(TC,:);
    Texp = var(TE,:);
    plot(x,Tcomp,'b-',x,Texp,'r-');
    hold on
    x = [0,360];
    y = [twk,twk];
    plot(x,y,'b--')
    y = [tk,tk];
    plot(x,y,'b-')
    y = [tr,tr];
    plot(x,y,'g-')
    y = [th,th];
    plot(x,y,'r-')
    y = [twh,twh];
    plot(x,y,'r--')
    hold off
    grid on
    xlabel('Crank angle (degrees)');
    ylabel('Temperature (K)');
    title('Simple Simulation - Wall and Gas Temps vs crank
angle');
end

% Torque plot of the simple simulation results
if(strncmp(simple_torqueang,'y',1))
    figure
    x = (0:10:360)*pi/180;
    torq = var(W,)/(2*pi); % [Nm]
    wprom = freq*2*pi;%[rad/s]
    Torqprom = trapz(x,torq)/(2*pi);
    hold on
    plot(x,torq)
    plot(x,ones(1,COL)*Torqprom)
    xlim([min(x) max(x)])
    xlabel('Crank angle (rad)');
    ylabel('Torque [Nm]');
    title('Simple Simulation - Torque vs crank angle');
    hold off
end

% Various plots of the ideal adiabatic simulation results
plotadiab2(var,dvar);

% writing results in res_simple.txt
if(strncmp(txt_simp,'y',1))
    % writing tables's titles

```

Figura C.58: simple.m (Parte 3)

```

if auxconf==0 % headline of table are written only one time (from
sea)
    fprintf(fidres_simp,'\n');
    fprintf(fidres_simp,'\n RPM\t');
    fprintf(fidres_simp,'Pressure [bar]\t');
    fprintf(fidres_simp,'Com. space[k]\t');
    fprintf(fidres_simp,'Exp. space[k]\t');
    fprintf(fidres_simp,'Cooler wall[k]\t');
    fprintf(fidres_simp,'Heater wall[k]\t');
    fprintf(fidres_simp,'Q to cooler[W]\t');
    fprintf(fidres_simp,'Q to cooler[J/ciclo]\t');
    fprintf(fidres_simp,'Q to heater[W]\t');
    fprintf(fidres_simp,'Q to heater[J/ciclo]\t');
    fprintf(fidres_simp,'Q to regene[W]\t');
    fprintf(fidres_simp,'Q to regene[J/ciclo]\t');
    fprintf(fidres_simp,'Power out[W]\t');
    fprintf(fidres_simp,'Power out[J/ciclo]\t');
    fprintf(fidres_simp,'Adiab thermal eff\t');
    fprintf(fidres_simp,'Q to heater(with loss)[W]\t');
    fprintf(fidres_simp,'Q to heater(with loss)[J/ciclo]\t');
    fprintf(fidres_simp,'Power out(with loss)[W]\t');
    fprintf(fidres_simp,'Power out(with loss)[J/ciclo]\t');
    fprintf(fidres_simp,'Power out Mon(with loss)[W]\t');
    fprintf(fidres_simp,'Power out Mon(with loss)[J/ciclo]\t');
    fprintf(fidres_simp,'Reg. loss (Er<1) [W]\t');
    fprintf(fidres_simp,'Reg. wall leakage[W]\t');
    fprintf(fidres_simp,'Pumping loss [W]\t');
    fprintf(fidres_simp,'Simple thermal eff\t');
end
% writing values on tables
fprintf(fidres_simp,' \n %.2f\t',freq*60);
fprintf(fidres_simp,' %.3e\t',sqrt(max(var(P,:))*min(var(P,:)))*10^-
5);
fprintf(fidres_simp,'\t\t%.2f\t ',tk);
fprintf(fidres_simp,'\t\t%.2f\t ',th);
fprintf(fidres_simp,'\t\t%.2f\t ',twk);
fprintf(fidres_simp,'\t\t%.2f\t ',twh);
fprintf(fidres_simp,'\t\t %.2e\t ',Qkpower);
fprintf(fidres_simp,'\t\t %.2e\t ',Qkpower/freq);
fprintf(fidres_simp,'\t\t %.2e\t ',Qhpower);
fprintf(fidres_simp,'\t\t %.2e\t ',Qhpower/freq);
fprintf(fidres_simp,'\t\t %.2e\t ',Qrpower);
fprintf(fidres_simp,'\t\t %.2e\t ',Qrpower/freq);
fprintf(fidres_simp,'\t\t %.2e\t ',Wpower);
fprintf(fidres_simp,'\t\t %.2e\t ',Wpower/freq);
fprintf(fidres_simp,'\t\t %.3f\t ',eff);
fprintf(fidres_simp,'\t\t %.2e\t ',actQhpower);
fprintf(fidres_simp,'\t\t\t\t\t\t %.2e\t ',actQhpower/freq);
fprintf(fidres_simp,'\t\t\t\t\t\t %.2e\t ',actWpower);
fprintf(fidres_simp,'\t\t\t\t\t\t %.2e\t ',actWpower/freq);
fprintf(fidres_simp,'\t\t\t\t\t\t %.2e\t ',actWpower2);
fprintf(fidres_simp,'\t\t\t\t\t\t %.2e\t ',actWpower2/freq);
fprintf(fidres_simp,'\t\t %.2e\t ',qrloss*freq);
fprintf(fidres_simp,'\t\t\t\t %.2e\t ',qwr1*freq);
fprintf(fidres_simp,'\t\t\t\t %.2e\t ',dwork*freq);
fprintf(fidres_simp,'\t\t\t\t\t %.3f\t ',acteff);
end

% witting the relevants simple results in vectors previously defined in

```

Figura C.59: simple.m (Parte 4)

```

sea.m
powermatrix(ind,ind2) = actWpower;
powermatrix2(ind,ind2) = actWpower2;
lossesmatrix(ind,ind2) = dwork*freq;
lossesmatrix2(ind,ind2) = dwork2*freq;
acteffmatrix(ind,ind2) = acteff*100;
acteff2matrix(ind,ind2) = acteff2*100;
heatinmatrix(ind,ind2) = actQhpower;
heatoutmatrix(ind,ind2) = Qkpower;
qrlossmatrix(ind,ind2) = qrloss*freq;
qwrlmatrix(ind,ind2) = qwrl*freq;

% rpm iterations condition stop (when both work output turns negative)
if (max(actWpower,actWpower2)<0)
    kappabreak = 1;
    hold off
end

```

Figura C.60: simple.m (Parte 5)

```

function [vc,ve,dvc,dve,dvp] = volume(theta)
% determine working space volume variations and derivatives
% Israel Urieli, 7/6/2002
% Modified 2/14/2010 to include rockerV (rockdrive)
% Modified 6/14/2016 to include Beta free piston (sinevol)
% Argument: theta - current cycle angle [radians]
% Returned values:
%   vc, ve - compression, expansion space volumes [m^3]
%   dvc, dve - compression, expansion space volume derivatives

global engine_type % s)inusoidal alpha, y)oke alpha r)ockerV alpha
b)sinusoidal
                % g)amma JISL

dvp = 0;
if(strncmp(engine_type,'s',1))
    [vc,ve,dvc,dve] = sinevol(theta);
elseif(strncmp(engine_type,'y',1))
    [vc,ve,dvc,dve] = yokevol(theta);
elseif(strncmp(engine_type,'r',1))
    [vc,ve,dvc,dve] = rockvol(theta);
elseif(strncmp(engine_type,'b',1))
    [vc,ve,dvc,dve] = sinevol(theta);
elseif(strncmp(engine_type,'g',1))
    [vc,ve,dvc,dve,dvp] = JISLgammavol(theta);
end
=====

function [vc,ve,dvc,dve] = sinevol(theta)
% sinusoidal drive volume variations and derivatives
% Israel Urieli, 7/6/2002
% Argument: theta - current cycle angle [radians]
% Returned values:
%   vc, ve - compression, expansion space volumes [m^3]
%   dvc, dve - compression, expansion space volume derivatives

global vclc vcle % compression,expansion clearance vols [m^3]
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]
global delta % compression space volume to piston amplitude phase
advance[radians]

vc = vclc + 0.5*vswc*(1 + cos(theta + delta));
ve = vcle + 0.5*vswe*(1 + cos(theta + alpha + delta));
dvc = -0.5*vswc*sin(theta + delta);
dve = -0.5*vswe*sin(theta + alpha + delta);
=====

function [vc,ve,dvc,dve] = yokevol(theta)
% Ross yoke drive volume variations and derivatives
% Israel Urieli, 7/6/2002
% Argument: theta - current cycle angle [radians]
% Returned values:
%   vc, ve - compression, expansion space volumes [m^3]
%   dvc, dve - compression, expansion space volume derivatives

global vclc vcle % compression,expansion clearance vols [m^3]
global vswc vswe % compression, expansion swept volumes [m^3]
global alpha % phase angle advance of expansion space [radians]
global bl % Ross yoke length (1/2 yoke base) [m]

```

Figura C.61: volume.m (Parte 1)

```

global b2 % Ross yoke height [m]
global crank % crank radius [m]
global dcomp dexp % diameter of compression/expansion pistons [m]
global acomp aexp % area of compression/expansion pistons [m^2]
global ymin % minimum yoke vertical displacement [m]

sinth = sin(theta);
costh = cos(theta);
bth = (b1^2 - (crank*costh)^2)^0.5;
ye = crank*(sinth + (b2/b1)*costh) + bth;
yc = crank*(sinth - (b2/b1)*costh) + bth;

ve = vcle + aexp*(ye - ymin);
vc = vclc + acomp*(yc - ymin);
dvc = acomp*crank*(costh + (b2/b1)*sinth + crank*sinth*costh/bth);
dve = aexp*crank*(costh - (b2/b1)*sinth + crank*sinth*costh/bth);
=====

function [vc,ve,dvc,dve] = rockvol(theta)
% Ross Rocker-V drive volume variations and derivatives
% Israel Urieli, 7/6/2002 & Martine Long 2/25/2005
% Argument: theta - current cycle angle [radians]
% Returned values:
%   vc, ve - compression, expansion space volumes [m^3]
%   dvc, dve - compression, expansion space volume derivatives

global vclc vcle % compression,expansion clearance vols [m^3]
global crank % crank radius [m]
global acomp aexp % area of compression/expansion pistons [m^2]
global conrodc conrode % length of comp/exp piston connecting rods [m]
global ymax yemax % maximum comp/exp piston vertical displacement [m]

sinth = sin(theta);
costh = cos(theta);
beth = (conrode^2 - (crank*costh)^2)^0.5;
bcth = (conrodc^2 - (crank*sinth)^2)^0.5;
ye = beth - crank*sinth;
yc = bcth + crank*costh;

ve = vcle + aexp*(yemax - ye);
vc = vclc + acomp*(ymax - yc);
dvc = acomp*crank*sinth*(crank*costh/bcth + 1);
dve = -aexp*crank*costh*(crank*sinth/beth - 1);
=====

function [vc,ve,dvc,dve,dvp] = JISLgammavol(theta)
% Determine working space volume variations and derivatives
% Autor: William Vidal Geisel, 6/04/08
% Corregido: JISL 10-04-10
% Argument: theta -current cycle angle [rad]
% Returned values:
%   vc,ve - compression, expansion space volumes [m^3]
%   dvc, dve - compression expansion space volume derivatives
global alpha % phase angle between displacer and power piston [radians]
global ap ad % area of piston, displacer[m^2]
global lp ld % length of piston, displacer linkage bar [m]
global lvd % length of displacer connection rod [m]
global rp rd % crank radius of power piston, displacer [m]
global vclcp vclcd % Compression clearance vols in piston, displacer

```

Figura C.62: volume.m (Parte 2)


```

space [m^3]

theta2 = theta- alpha;
ve = (ld + rd - rd *cos(theta)- sqrt(ld^2-(rd^2)*sin(theta)^2))*ad+vclcd;
vp = (lp + rp - rp *cos(theta2)- sqrt(lp^2-
(rp^2)*sin(theta2)^2))*ap+vclcp;
vc = (ad*lvd + vclcd - ve) + vp;

dve = (rd*sin(theta) + (ld^2-(rd^2)*sin(theta)^2)^(-
0.5)*rd^2*sin(theta)*cos(theta))*ad;
dvp = (rp*sin(theta2) + (lp^2-(rp^2)*sin(theta2)^2)^(-
0.5)*rp^2*sin(theta2)*cos(theta2))*ap;
dvc = -dve + dvp;

```

Figura C.63: volume.m (Parte 3)

```

function [dwork,dworkreg,dworkkol2,dworkhot2] = worksim(var,dvar)
% Evaluate the pressure drop available work loss [J]
% Israel Urieli, 7/23/2002
% Arguments:
%   var(22,37) array of variable values every 10 degrees (0 - 360)
%   dvar(16,37) array of derivatives every 10 degrees (0 - 360)
% Returned value:
%   dwork - pressure drop available work loss [J]

% Row indices of the var, dvar arrays:
TC = 1; % Compression space temperature [K]
TE = 2; % Expansion space temperature [K]
QK = 3; % Heat transferred to the cooler [J]
QR = 4; % Heat transferred to the regenerator [J]
QH = 5; % Heat transferred to the heater [J]
WC = 6; % Work done by the compression space [J]
WE = 7; % Work done by the expansion space [J]
W = 8; % Total work done (WC + WE) [J]
P = 9; % Pressure [Pa]
VC = 10; % Compression space volume [m^3]
VE = 11; % Expansion space volume [m^3]
MC = 12; % Mass of gas in the compression space [kg]
MK = 13; % Mass of gas in the cooler [kg]
MR = 14; % Mass of gas in the regenerator [kg]
MH = 15; % Mass of gas in the heater [kg]
ME = 16; % Mass of gas in the expansion space [kg]
TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler [K]
THE = 18; % Conditional temperature heater / expansion space [K]
GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler [kg/rad]
GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator [kg/rad]
GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater [kg/rad]
GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space [kg/rad]
% Size of var(ROWV,COL), dvar(ROWD,COL)
ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix
COL = 37; % number of columns in the matrices (every 10 degrees)
%=====

global tk tr th % cooler, regenerator, heater temperatures [K]
global freq omega % cycle frequency [herz], [rads/s]
global vh % heater void volume [m^3]
global ah % heater internal free flow area [m^2]
global dh % heater hydraulic diameter [m]
global lh % heater effective length [m]
global vk % cooler void volume [m^3]
global ak % cooler internal free flow area [m^2]
global dk % cooler hydraulic diameter [m]
global lk % cooler effective length [m]
global vr % regen void volume [m^3]
global ar % regen internal free flow area [m^2]
global lr % regenerator effective length [m]
global dr % regen hydraulic diameter [m]
global matrix_type % m)esh or f)oil
global simple_plotdrop % decision for heat exchanger pressure drop vs
crank angle diagram
global simple_workingpressure % decision for working space pressure vs
crank angle diagram
global awgfink % cooler wetted area with fins [m^2]
global dtubek dfk % for tube bank IC: tube diameter whitout and whit fins
global Slk Stk Sdk %Tube banks distances [m]

```

Figura C.64: worksim.m (Parte 1)

```

global vnumk % number of longitudinal tubes
global awgh awgk % heater, cooler internal wetted area [m^2]
global awgfinh % heater wetted area with fins [m^2]
global dtubeh dfh % for tube bank IC: tube diameter whitout and whit fins
global Slh Sth Sdh %Tube banks distances [m]
global vnumh % number of longitudinal tubes
global gfact % speed increase factor for reynold (according to incorpera)
global cooler_type % p) pipes i) pipes exterior flow a)smooth annulus
s)slots
global heater_type % p) pipes i) pipes exterior flow a)smooth annulus
s)slots

dtheta = 2*pi/36;
dwork = 0; % initialise pumping work loss for Urieli's formula
dworkkol2 = 0;% initialise pumping work cooler loss for Mon's formula
(tube banks)
dworkhot2 = 0;% initialise pumping work heater loss for Mon's formula
(tube banks)
dworkreg = 0;% initialise pumping work regenerator loss for Mon's formula
(tube banks)
for(i = 1:1:36)
% for cooler drop pressure
gk = (var(GACK,i) + var(GAKR,i))*omega/(2*ak);
[mu,kgas,re(i)] = reynum(tk,gfact*gk,dk);
[ht,fr] = pipefr(dk,mu,re(i),awgfink);

% Evaluation pressure drop with an generic expression for friction
% between two plates (URIELI)
dpkol(i) = 2*fr*mu*vk*gk*lk/(var(MK,i)*dk^2);

dpkol2(i)= dpkol(i);
if (strncmp(cooler_type,'i',1))
% Evaluation pressure drop with an specific formula for in
circular
% finned tube banks (in line arrangment)
[mu,kgas,re(i)] = reynum(tk,(Stk/(Stk - dtubek))*gk,dtubek);
euk(i) = eulernum(re(i),awgfink,awgk,Stk,Sdk,dk,dfk,vnumk);
dpkol2(i) = euk(i)*((Stk/(Stk - dtubek)*gk)^2)/2*(vk/var(MK,i));
end

% for regenerator drop pressure
gr = (var(GAKR,i) + var(GARH,i))*omega/(2*ar);
[mu,kgas,re(i)] = reynum(tr,gr,dr);
if(strncmp(matrix_type,'m',1))
[st,fr] = matrixfr(re(i));
elseif (strncmp(matrix_type,'f',1))
[st,ht,fr] = foilfr(dr,mu,re(i));
end

% Evaluation pressure drop with an generic expression for friction
% between two plates (URIELI)
dpreg(i) = 2*fr*mu*vr*gr*lr/(var(MR,i)*dr^2);

% for heater drop pressure
gh = (var(GARH,i) + var(GAHE,i))*omega/(2*ah);
[mu,kgas,re(i)] = reynum(th,gfact*gh,dh);
[ht,fr] = pipefr(dh,mu,re(i),awgfinh);

% Evaluation pressure drop with an generic expression for friction
% between two plates (URIELI)

```

Figura C.65: worksim.m (Parte 2)

```

dphot(i) = 2*fr*mu*vh*gh*lh./(var(MH,i)*dh^2);

dphot2(i)= dphot(i);
if (strncmp(heater_type,'i',1))
    % Evaluation pressure drop with an specific formula for in
circular finned
    % tube banks (in line arrangment)
    [mu,kgas,re(i)] = reynum(th,(Sth/(Sth - dtubeh))*gh,dtubeh);
    euh(i) = eulernum(re(i),awgfinh,awgh,Sth,Sdh,dh,dfh,vnumh);
    dphot2(i) = euh(i)*(Sth/(Sth - dtubeh)*gh)^2*(vh/var(MH,i));

end

dp(i) = dpkol(i) + dpreg(i) + dphot(i);
dwork = dwork + dtheta*dp(i)*dvar(VE,i); % pumping work [J]
dworkreg = dworkreg + dtheta*dpreg(i)*dvar(VE,i); % pumping work for
regenerator [J]
dworkkol2 = dworkkol2 + dtheta*abs(dpkol2(i)*dvar(VE,i)); % pumping
work cooler for Mon [J]
dworkhot2 = dworkhot2 + dtheta*abs(dphot2(i)*dvar(VE,i)); % pumping
work cooler for Mon[J]
pcom(i) = var(P,i);
pexp(i) = pcom(i) + dp(i);
end

dpkol(COL) = dpkol(1);
dpreg(COL) = dpreg(1);
dphot(COL) = dphot(1);
dp(COL) = dp(1);
pcom(COL) = pcom(1);
pexp(COL) = pexp(1);

if(strncmp(simple_plotdrop,'h',1))
    figure(7)
    x = 0:10:360;
    plot(x,dpkol,'b-',x,dphot,'r-',x,dpreg,'g-');
    grid on
    xlabel('Crank angle (degrees)');
    ylabel('Heat exchanger pressure drop [Pa]');
    title('Heat exchanger pressure drop vs crank angle');
end
if(strncmp(simple_workingpresure,'p',1))
    figure(8)
    x = 0:10:360;
    pcombar = pcom*1e-5;
    pexpbar = pexp*1e-5;
    plot(x,pcombar,'b-',x,pexpbar,'r-');
    grid on
    xlabel('Crank angle (degrees)');
    ylabel('Working space pressure [bar]');
    title('Working space pressure vs crank angle');
end

```

Figura C.66: worksim.m (Parte 3)