



Trabajo Fin de Grado

CARACTERIZACIÓN, SIMULACIÓN Y PARAMETRIZACIÓN DEL CICLO STIRLING SEGÚN EL MÉTODO SCHMIDT

Autor

BORJA CLAVIJO ROYO

Director

MARIANO MUÑOZ RODRIGUEZ

EINA / Área de Máquinas y Motores Térmicos
SEPTIEMBRE 2014

CARACTERIZACIÓN, SIMULACIÓN Y PARAMETRIZACIÓN DEL CICLO STIRLING SEGÚN EL MÉTODO SCHMIDT

-RESUMEN-

Este Trabajo de Fin de Grado tiene como objetivo principal la creación de un programa que simule el ciclo de Stirling mediante el método de Schmidt. Este programa ayudará en labores docentes aportando una idea del comportamiento de un ciclo Stirling ante diversos cambios.

Para la realización del programa, primero se realizó un estudio del método de Schmidt, centrándose tanto en las hipótesis como en las ecuaciones que definen dicho método. Posteriormente, dichas ecuaciones fueron implementadas en un código informático usando el software EES (Engineering Equation Solver). A continuación, se creó un interfaz que facilita la interacción fluida entre el programa y el usuario. En éste, el usuario puede introducir diferentes valores de las variables de entrada o incluso puede elegir el fluido de trabajo con el que trabajaría el motor de Stirling simulado. También, ante cualquier duda, el usuario tiene a su disposición un manual de ayuda, al que podrá acceder desde el mismo interfaz.

Por último, realizando modificaciones sobre el código implementado se realizaron diversos estudios paramétricos mediante tablas y gráficas, en donde, se puede observar la influencia de la variación de diferentes variables de entrada sobre aspectos como el rendimiento, potencia o el trabajo desarrollado en el motor Stirling simulado.

También, en este Trabajo de Fin de Grado se muestran diferentes desviaciones del ciclo ideal de Stirling sobre la realidad y posibles alternativas futuras de mejora del programa.

TABLA DE CONTENIDOS

1. INTRODUCCIÓN	6
2. MOTOR STIRLING	8
2.1. DEFINICIÓN Y PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS.....	8
2.2. PARTES DEL MOTOR.....	8
2.3. TERMODINÁMICA	9
3. INTRODUCCIÓN A LOS MÉTODOS DE SIMULACIÓN DEL MOTOR STIRLING ..	11
4. MÉTODO DE SCHMIDT	12
4.1. INTRODUCCIÓN	12
4.2. METODOLOGÍA DE APLICACIÓN.....	14
5. DESVIACIONES DEL CICLO IDEAL	15
6. PROGRAMA	19
6.1. CÓDIGO	19
6.2. ASPECTOS GENERALES.....	20
6.3. APARIENCIA.....	22
7. RESULTADOS Y ANÁLISIS.....	25
8. OPCIONES DE MEJORA FUTURA DEL PROGRAMA.....	31
8.1. MÉTODO ADIABÁTICO.....	31
8.2. MÉTODO LHA.....	32
9. CONCLUSIONES	33
10. BIBLIOGRAFÍA	35
 ANEXO I. MOTOR STIRLING	36
I.1. HISTORIA.....	37
I.2. TIPOS DE CONFIGURACIONES	38
ANEXO II. MÉTODO DE SCHMIDT	40
ANEXO III. PROGRAMA <i>Simulación Motor Stirling-Método Schmidt.EES</i>	50
III.1. VARIABLES DEL PROGRAMA	50
III.2. ALGORITMO Y CÓDIGO DEL PROGRAMA	52
III.2.1. ALGORITMO.....	52
III.2.2. CÓDIGO	53
III.3. INTERFAZ CON EL USUARIO	55
III.4. TABLA PARAMÉTRICA DEL PROGRAMA.....	56
III.5. DIAGRAMAS QUE GENERA EL PROGRAMA.....	57

III.6. MANUAL DE AYUDA PARA EL USUARIO	59
III.6.1. OBTENCIÓN DE LAS VARIABLES DE SALIDA.....	59
III.6.2. OBTENCIÓN DE TABLAS PARAMÉTRICAS Y GRÁFICAS.....	61
ANEXO IV. ESTUDIOS PARAMÉTICOS	63
IV.1.VARIACIÓN DE V0.....	63
IV.2.VARIACIÓN DE LA SUSTANCIA DE TRABAJO.....	65
IV.3. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE COMPRESIÓN (Tc)	66
IV.4. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE EXPANSIÓN (Te)	69
IV.5. VARIACIÓN DEL PARÁMETRO “s”.....	72
IV.6. VARIACIÓN DEL PARÁMETRO “w”	74
IV.7. VARIACIÓN DEL NÚMERO DE REVOLUCIONES	76
IV.8. VARIACIÓN DEL ÁNGULO ϕ	77
IV.9. VARIACIÓN DE LA PRESIÓN DE PRESURIZACIÓN	79
IV.10. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA AMBIENTE	81

1. INTRODUCCIÓN

El objetivo de este Trabajo de Fin de Grado es doble. Primero, se va a modelar el ciclo de Stirling usando uno de los métodos existentes, método de Schmidt. A partir de este modelado, se procederá a implementar un algoritmo y un código informático que permita la correcta simulación de un motor Stirling. Con todo ello, se podrán realizar estudios paramétricos de los diferentes aspectos, en forma de tablas y de gráficos, para comprobar el comportamiento del ciclo ante cambios de variables de interés. Otro objetivo importante será el desarrollo de un interfaz que permita una interacción fluida entre el usuario y el programa a la hora de introducir valores de entrada de las diferentes variables.

Lo primero para poder realizar una correcta simulación es saber cómo modelar el ciclo de Stirling. El motor de Stirling es un motor de combustión externa frente a los tradicionales motores gasolina o diesel de combustión interna que mueven los vehículos. Este motor opera con una fuente de calor externa que puede ser solar, nuclear o de otros tipos. En el proceso de conversión del calor en trabajo, este motor alcanza un rendimiento superior a cualquier otro, acercándose hasta el máximo posible al motor ideal de Carnot. En la práctica está limitado, porque el gas con el que se trabaja no es ideal, son inevitables los rozamientos y otros tipos de pérdidas.

En los motores de ciclo abierto (como los de combustión interna o turbinas de gas), las diferentes fases por las que pasa el gas ocurren de manera diferenciada y sucesiva. En cambio, en los motores de ciclo cerrado (como el motor Stirling), las fases del gas se combinan, produciendo que parte del gas se esté calentando en una zona y en otra parte se esté enfriando.

Se deben tener en cuenta estos aspectos, porque a partir de ellos se producen varias posibilidades de realizar diferentes modelados. Cada una éstas posibilidades difieren en las suposiciones planteadas que provocan el cambio de las ecuaciones que rigen el ciclo de Stirling. El primero en desarrollar matemáticamente el ciclo de Stirling fue G.Schmidt (1871), que es el modelo que se trata en este Trabajo de Fin de Grado.

Este método es simple pero puede ayudar mucho en labores docentes a la hora de explicar el motor de Stirling y sus diferentes parámetros.

La memoria que se expone a continuación se estructura de la siguiente forma:

- Definición y principales características que presenta un motor Stirling. A ello, también se le añade una explicación desde el punto de vista termodinámico del ciclo de Stirling.
- Una introducción a los diferentes métodos de cálculo.
- Explicación de las características y las hipótesis del método de Schmidt.
- Desviaciones del ciclo ideal con respecto a la realidad.
- Diferencias del método de Schmidt en comparación con otros métodos.
- Muestra del algoritmo de simulación del ciclo en el software EES.
- Presentación de las diferentes características principales del programa realizado.
- Desarrollo de los diferentes resultados obtenidos en la simulación del motor Stirling con el programa informático. Por último, se procede a realizar diferentes análisis sensitivos mediante el uso de tablas paramétricas y gráficas.

En el trabajo, aparecen cuatro anexos que desarrollan lo explicado en la memoria:

- Introducción al motor Stirling: historia y diferentes configuraciones.
- Cálculos del método de Schmidt.
- Programa desarrollado en EES, donde se explican las diferentes variables del sistema, y se muestra su algoritmo, su código, el interfaz con el usuario, las tablas paramétricas, los diagramas y un manual de manejo.
- Estudios paramétricos realizados.

2. MOTOR STIRLING

2.1. DEFINICIÓN Y PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS

El motor Stirling es un tipo de motor creado por Robert Stirling (véase ANEXO I.1. *Historia*) que transforma trabajo en calor o viceversa, por medio de un ciclo termodinámico regenerativo. Este motor realiza la compresión y la expansión del fluido de trabajo (aire u otro gas), operando a diferentes niveles de temperatura [VIII].

En los últimos años, se ha reactivado el interés por el desarrollo de este tipo de motores debido a varias características importantes:

- Rendimiento: se pueden alcanzar rendimientos similares a los del ciclo de Carnot.
- Fuente de calor externa: se adapta a una gran gama de fuentes de calor. Éstas pueden ser de diferentes tipos: energía nuclear, energía solar, combustibles fósiles, etc. También, se debe recalcar que al ser de combustión externa, el proceso de combustión se puede controlar muy bien y reducir las emisiones.
- Funcionamiento como ciclo cerrado: es decir, es definido como un sistema termodinámico en el cual el fluido está permanentemente contenido en él.
- Ciclo regenerativo: describe el uso de un tipo específico de intercambiador de calor y de almacenamiento térmico, conocido como regenerador.

Todas las características anteriores son ventajosas, pero como todo, también presenta desventajas. Una de las más importantes reside en el hecho de que el fluido de trabajo es gaseoso, lo que provoca dificultades a la hora de operar.

2.2. PARTES DEL MOTOR

Para poder desarrollar su actividad, el motor Stirling puede presentar diferentes configuraciones (véase ANEXO I.2. *Tipos de configuraciones*) pero necesita la existencia de (ver *Figura 1*):

- Regenerador: elemento que cede o absorbe calor debido al gradiente térmico existente entre el fluido y el regenerador. Es decir, es un intercambiador de calor.
- Calentador: provoca que el fluido de trabajo aumente su temperatura, es decir, absorbe calor antes de entrar al espacio de expansión.
- Enfriador: disminuye la temperatura del fluido de trabajo, produciendo de esta forma una cesión de calor antes de entrar al espacio de compresión.
- Espacio de expansión: se refiere al foco caliente, donde se encuentran las mayores temperaturas y como su propio nombre indica se produce la expansión del fluido de trabajo.
- Espacio de compresión: es el foco frío, en el cual se produce la compresión del fluido de trabajo.
- Pistón de potencia: es el pistón que conecta el espacio de expansión con la unión biela-manivela.
- Desplazador: pistón que une el espacio de compresión o foco frío con la unión biela-manivela.

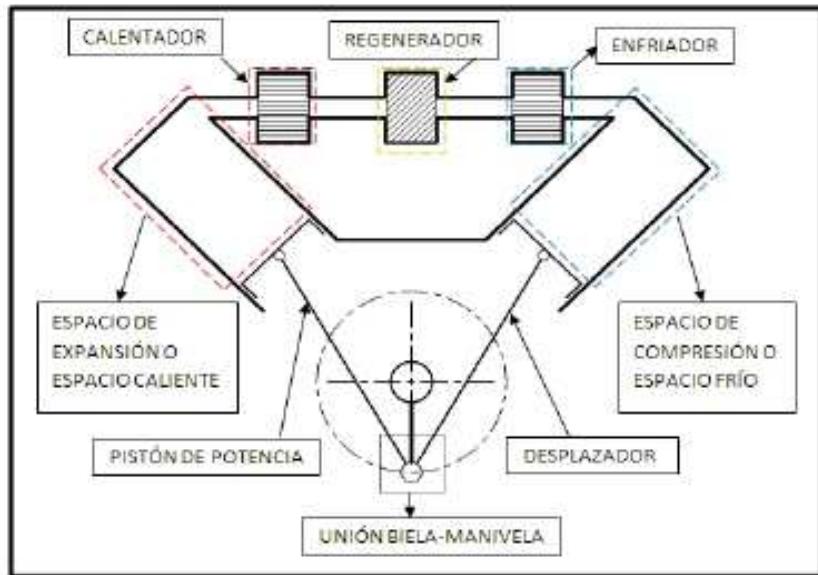


Figura 1-Esquematización de un motor Stirling

2.3. TERMODINÁMICA

Desde el punto de vista termodinámico, los motores de Stirling obtienen el calor necesario para su ciclo mediante una combustión externa. Como se ha dicho en apartados anteriores, el ciclo de Stirling es cerrado y regenerativo. En los motores donde éste es cerrado, las fases termodinámicas se combinan entre ellas, mientras una parte del fluido de trabajo se calienta en una parte del motor en la otra se enfriá [V].

El ciclo termodinámico de un motor Stirling se compone de 4 procesos: dos isocóricos y dos isotérmicos (es decir, dos procesos a volumen constante y otros dos a temperatura constante respectivamente). En los procesos isotermos se produce la compresión y la expansión; y en los procesos isocóricos se produce la adición y cesión de calor [III].

Las diferentes fases del ciclo de Stirling son explicadas a continuación, utilizando para ello la Figura 2 (ver también Figura 3, donde se puede observar el movimiento del pistón de potencia y el desplazador en cada fase del ciclo):

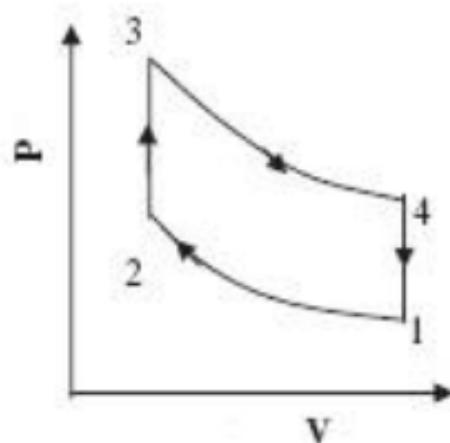


Figura 2- Fases del ciclo

- Compresión isotérmica: se produce entre los puntos 1 y 2 del ciclo. El fluido se encuentra entre el volumen de compresión y el regenerador. El fluido de trabajo es comprimido hasta el volumen mínimo, mientras su temperatura permanece constante (a la temperatura mínima) gracias a la transferencia de calor del fluido de trabajo al cilindro del foco frío. Ello supone que el trabajo realizado en la compresión del fluido es igual en magnitud que el calor transferido al foco frío. En resumen, la presión aumenta y la temperatura permanece constante.
- Absorción de calor a volumen constante: los pistones se mueven con la misma dirección, velocidad y sentido, por ello el volumen permanece constante. Se transfiere el fluido hasta el cilindro de expansión por medio del regenerador, entonces se produce un aumento de temperatura. Por lo tanto, el fluido no realiza trabajo, pero se produce un aumento de energía interna.
- Expansión isotérmica: el pistón de compresión se encuentra en el punto más cercano al regenerador y parado durante este proceso. El fluido desplaza al pistón de expansión produciendo trabajo sobre este. Entonces el volumen aumenta, la presión disminuye y la temperatura se mantiene constante.
- Cesión de calor a volumen constante: igual que en la fase de absorción de calor a volumen constante, los pistones se mueven a la misma velocidad, dirección y sentido (este sentido es opuesto que en la fase de absorción). Ahora el fluido cede calor al regenerador. Entonces, la temperatura del fluido disminuye, no se realiza trabajo sobre los pistones y disminuye la energía interna y la entropía.

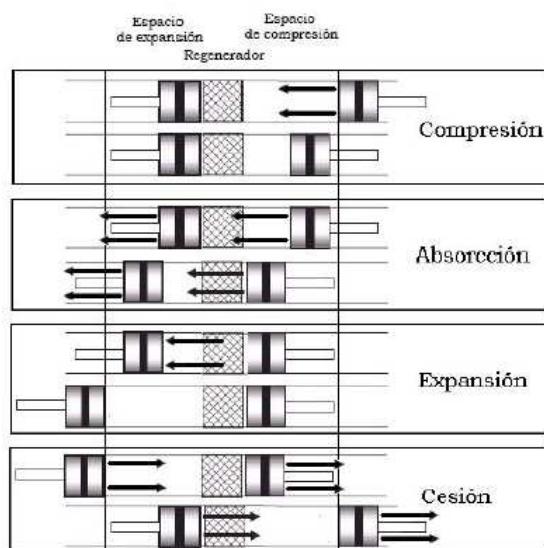


Figura 3- Diagrama p-v del ciclo de un motor Stirling

3. INTRODUCCIÓN A LOS MÉTODOS DE SIMULACIÓN DEL MOTOR STIRLING

Cada método matemático persigue la finalidad de obtener los diferentes valores numéricos de las variables que definen el ciclo de Stirling. Estas variables pueden ser: trabajo, rendimiento, presión y masa entre otras.

Un ciclo completo de trabajo se corresponde con una vuelta completa del cigüeñal, es decir, los 360 grados de giro de éste. A lo largo de éstos, se van evaluando las diferentes propiedades del ciclo, como presión y volumen, que permiten de esta forma obtener, por ejemplo, el diagrama p-v del motor.

Debido a lo explicado anteriormente, se deben poner los valores de las variables en función del ángulo girado por el cigüeñal (α) y no del tiempo. Entonces, se aplica un cambio de variable temporal-angular, cuando es necesario, de la siguiente forma:

$$\frac{d}{d\alpha} = \frac{1}{\omega} \frac{d}{dt}, \text{ siendo } \omega \text{ la velocidad angular de giro del cigüeñal en rad/s}$$

Hay múltiples métodos para el desarrollo de las ecuaciones que se necesitan a la hora de representar el ciclo de Stirling. Se dividen en 3 grandes grupos: de primer orden, de segundo orden y de tercer orden.

Los métodos de primer orden muestran un caso ideal y libre de pérdidas donde se supone la conservación de la masa. Los métodos de segundo orden parten del caso ideal, y a partir de él se tienen en cuenta las posibles pérdidas (imperfecciones en el regenerador, pérdidas por fricción, etc.). En estos métodos, se supone la conservación de la masa y de la energía. Los métodos de tercer orden muestran diferencias con los anteriores: tienen en cuenta las interacciones entre las pérdidas tratadas en todos los volúmenes de control y suponen la conservación de la masa, de la energía y, por último del momento lineal.

En estos modelos de simulación del motor Stirling se tienen en cuenta una serie de hipótesis:

- Se usa la ecuación $pV = MRT$, es decir, se considera el fluido de trabajo como gas ideal. No se usan ecuaciones de estado como la de Van de Waals, porque la mejora de la precisión no compensa el aumento de complejidad de cálculo.
- No se modeliza el fenómeno de las ondas de presión que pueden aparecer en un fluido compresible en movimiento.
- No se tienen en cuenta las variaciones de energía cinética, ni potencial.
- No se estudian detalles constructivos del motor, ni las piezas que lo componen.
- Se produce conservación de la masa total del fluido.
- No se tienen en cuenta las fuerzas que se ejercen sobre las piezas, entonces no influyen en las prestaciones del motor.

4. MÉTODO DE SCHMIDT

4.1. INTRODUCCIÓN

Gustav Schmidt desarrolló en 1871 un método de simulación del ciclo del motor Stirling ideal. Este análisis puede ser usado para los tres tipos de configuraciones que son explicados en el *ANEXO I.2. Tipos de Configuraciones*. Dichas configuraciones son: *Alpha*, *Beta* y *Gamma*.

La teoría de Schmidt pertenece a los modelos de primer orden, es decir, suponen conservación de la masa dentro del motor.

El método de Schmidt tiene una serie de suposiciones, las cuales son presentadas a continuación [I]:

- La sustancia de trabajo se supone como un gas ideal, entonces cumplirá la ecuación $pV = MRT$.
- Los volúmenes de compresión y expansión varían armónicamente (sinusoidal) con el tiempo.
- El fluido de trabajo en el espacio de expansión y en el calentador, se encuentran a la misma temperatura (temperatura más elevada del ciclo de Stirling).
- El fluido de trabajo en el espacio de compresión y en el enfriador, se encuentran a la misma temperatura (temperatura menor del ciclo de Stirling).
- Las temperaturas de las dos suposiciones anteriores no varían, entonces ello indica que se produce una expansión y una compresión isotermia.
- La resistencia al fluido en todos puntos es nula, ello hace que la presión sea uniforme en todos los espacios para cada punto de cálculo.
- Las pérdidas en el regenerador son cero, es decir, el gas entra por el terminal caliente del regenerador a la temperatura más elevada y entra por el terminal caliente a la menor temperatura.
- No existen pérdidas por conducción. Por lo tanto, todo el calor añadido al motor pasa al gas.
- No hay pérdidas de carga en el motor, ni pérdidas mecánicas.
- Todos los procesos del ciclo son reversibles.

Con todos los supuestos anteriores se pueden sacar conclusiones. La presión es la misma en todos los espacios para cada punto de cálculo. También, al suponer que la temperatura de compresión es constante e igual a la del enfriador, implica que el motor opera como si no existiese el intercambiador (esto mismo ocurre con el calentador). Por lo tanto, debido a la conservación de la masa del fluido y su comportamiento como gas ideal, se pueden calcular las propiedades del gas en cada punto del ciclo sin tener en cuenta las propiedades en el punto anterior.

Este modelo, a diferencia de otros, no necesita un método numérico para su resolución. Con esta serie de hipótesis, el rendimiento del ciclo es el mismo que un ciclo de Carnot que opera entre dos temperaturas (temperatura de expansión y temperatura de compresión).

Al suponer que las pérdidas en el regenerador son nulas, implica que el proceso regenerativo es perfecto (es decir, un 100% de eficiencia en el regenerador) y que el flujo neto de calor en el regenerador es nulo ($Q_r = 0$) y suponer que los procesos sean reversibles. Entonces el calor intercambiado en cada espacio es igual al trabajo realizado en él durante un ciclo completo de trabajo.

Es importante destacar que usando este método el diagrama p-v del ciclo queda redondeado debido a la variación de los volúmenes de forma sinusoidal (ver *Figura 4*). Esto implica que la expansión del gas no tiene lugar completamente en el espacio de compresión y lo mismo ocurre con la compresión. Esto no afecta a la eficiencia, pero la potencia desarrollada es menor que cuando la temperatura del gas está cambiando a volumen constante y el calor absorbido por el motor es menor.

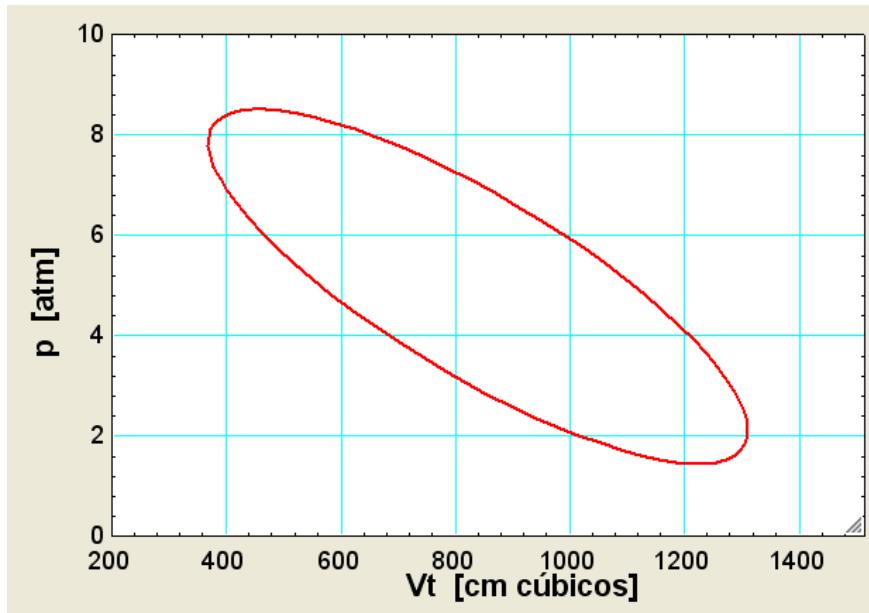


Figura 4- Diagrama p-v usando el método de Schmidt

Para concluir, es necesario el cálculo de los trabajos realizados en el espacio de compresión y de expansión para obtener el rendimiento y el trabajo del ciclo. Con todo esto, los resultados finales que nos aporta este modelo son:

- Presión en cada punto del ciclo
- Masa total del gas en el motor
- Trabajo de compresión (W_c) = Calor cedido por el ciclo (Q_c)
- Trabajo de expansión (W_e) = Calor absorbido por el ciclo (Q_e)
- Trabajo neto del ciclo (W)
- Rendimiento térmico (η)

4.2. METODOLOGÍA DE APLICACIÓN

Para implementar el método de Schmidt en un programa de cálculo se ha desarrollado el algoritmo que se muestra en la *Figura 5* (ver también *ANEXO II. Método de Schmidt*, para observar las ecuaciones que rigen éste método).

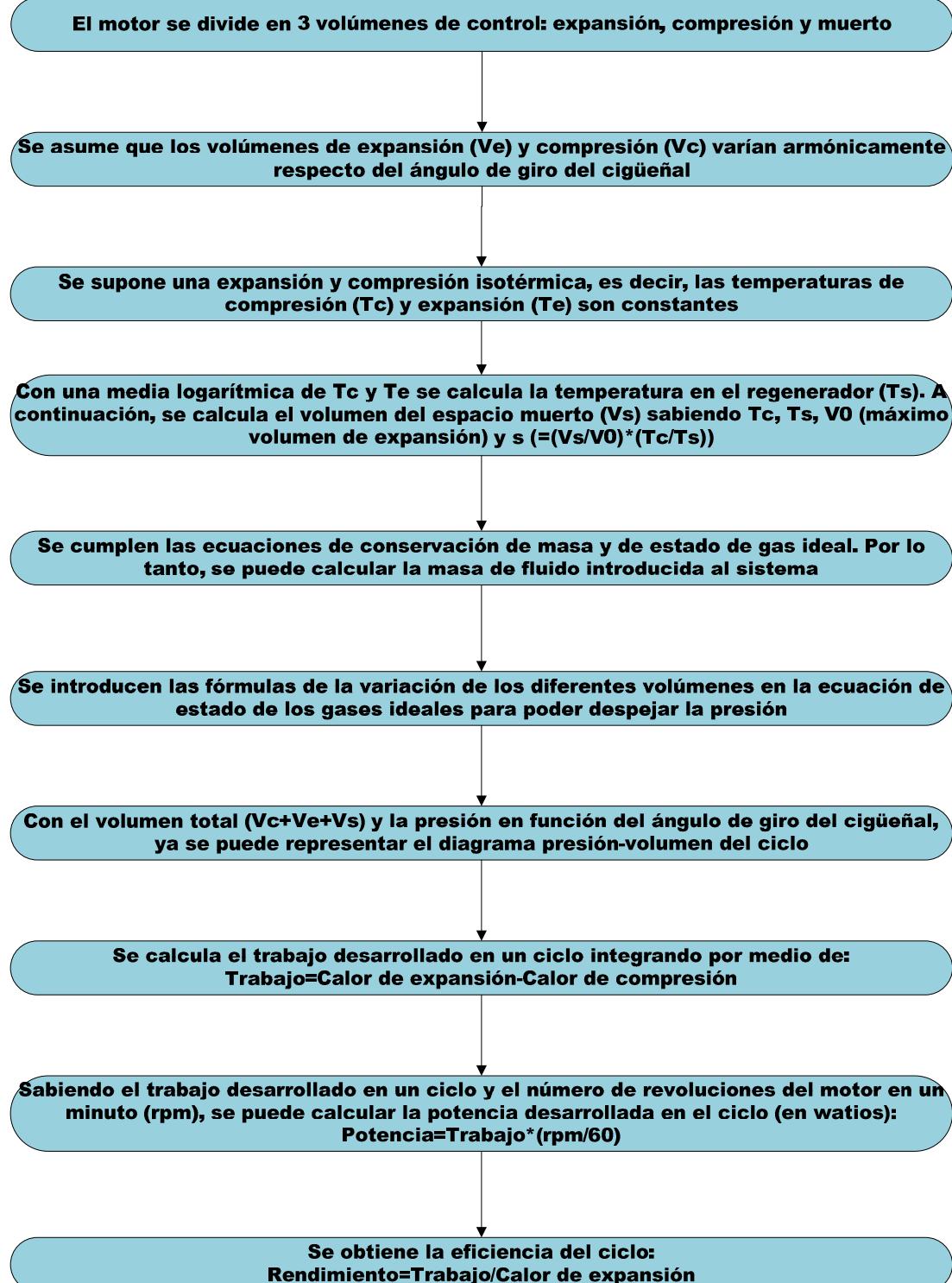


Figura 5- Algoritmo del método de Schmidt

5. DESVIACIONES DEL CICLO IDEAL

Los métodos de cálculo existentes son una aproximación al verdadero comportamiento de un motor Stirling debido a que éstos consideran una serie de suposiciones que en la realidad no ocurren, por ejemplo, la hipótesis de suponer el fluido de trabajo como gas ideal.

En el motor de Stirling, como en todas las máquinas térmicas reales, los procesos de compresión y expansión no tienen lugar de manera isotérmica, como sí lo hacen en el ciclo conceptual de Carnot.

En este último ciclo, los procesos tienen lugar tan lentamente que el transporte de calor se produce con muy pequeñas diferencias de temperatura. El calor de la compresión del gas se retira cuando se genera, de manera que la temperatura permanece constante; el enfriamiento del gas a medida que se expande se evita mediante la adición de suficiente calor para mantener la temperatura constante. Cuando esto se hace (y no hay fugas de calor), todo el calor añadido a la temperatura más alta (T_e) provoca trabajo sobre el pistón durante la expansión; el trabajo de compresión que se produce a la temperatura más baja (T_c) aparece en forma de calor y sólo éste calor tiene que ser rechazado a la temperatura de compresión, es decir, a la temperatura más baja.

Con todo lo anterior, el ciclo aún no ha sido completado, ya que, para ello se requieren dos procesos más: calentar el gas desde el nivel inferior hasta el nivel superior y enfriar de nuevo hasta el nivel inferior. En el ciclo de Carnot estos procesos tienen lugar de forma adiabática, es decir, sin transferencia de calor en absoluto hacia o desde el gas. El calentamiento desde T_c (temperatura de compresión o temperatura más baja) hasta T_e (temperatura de expansión o temperatura más alta) se realiza simplemente mediante una compresión adicional, mientras que el gas está completamente aislado de todos los demás cuerpos físicos. El enfriamiento de T_e a T_c se lleva a cabo por la expansión, mientras que el gas es igualmente aislado de fuentes o sumideros de calor externos. El ascenso y el descenso de la temperatura se corresponden respectivamente con el aumento y la disminución de la energía interna del gas.

El ciclo de Carnot se define entonces por dos procesos isotermos y dos adiabáticos, los cuatro procesos deben ser reversibles en el sentido termodinámico. Un ciclo de este tipo, si es posible, tendría la mayor eficiencia posible en teoría. Pero en el mundo real es difícil acercarse a las condiciones requeridas.

En cualquier motor real, el calor tiene que ser transferido muy rápidamente con el fin de obtener una salida de potencia razonable. Se pierde temperatura a lo largo de la compresión y de la expansión, por lo tanto, no pueden tener lugar isotérmicamente. Una vez más, en un motor real, no es factible calentar y enfriar el gas entre las temperaturas de compresión y expansión perfectamente adiabáticas. Estos procesos imperfectos implican la irreversibilidad termodinámica y, por lo tanto, la existencia de pérdidas.

En el motor Stirling, sin embargo, el gas puede ser transportado entre las temperaturas de compresión y expansión casi de forma reversible mediante el uso del regenerador. Estos procesos no son de ninguna manera adiabáticos, pero el calor del gas puede ser almacenado en el regenerador y ser recuperado muy rápidamente y con una alta eficiencia, de tal manera que estos procesos son casi reversibles.

En las otras etapas del ciclo, el calor necesario para el proceso de expansión tiene que ser suministrado desde una fuente externa de calor y el calor generado durante la compresión tiene que ser rechazada a un disipador externo, con el fin de mantener constante las temperaturas de trabajo. Es aquí, sobre todo donde surgen las desviaciones de la reversibilidad termodinámica. En un motor de ciclo cerrado, el rápido calentamiento y enfriamiento del gas implica necesariamente grandes flujos de temperatura a través de las paredes. Los cilindros de trabajo tienen una baja relación superficie / volumen, por lo que es necesario hacer pasar el gas de trabajo a través de intercambiadores de calor con una zona de gran superficie, por lo general en forma de tubos.

Por tanto, ya no es una máquina de 3 espacios (espacio de compresión, espacio de expansión y regenerador) si no que es una máquina de 5 espacios (espacio de compresión, enfriador, regenerador, calentador y espacio de expansión).

La compresión es en gran parte adiabática y el calor de compresión se elimina en gran medida después, como el gas se mueve a través del enfriador. La temperatura T_c en el volumen de compresión es, por lo tanto, mayor que en el enfriador. Después de tomar el calor del regenerador, se añade calor adicional al gas gracias al calentador para la expansión que, sin embargo, tiene lugar cuando la mayoría del gas se encuentra en el volumen de expansión. En consecuencia, la temperatura del gas disminuye a medida que se expande adiabáticamente en el volumen de expansión. La situación es en realidad mucho más compleja de lo que se puede explicar con palabras: compresión y expansión tienen lugar en todas partes del motor (presión es casi uniforme en todo el motor) y los diferentes elementos del gas tienen diferentes cambios de temperatura a lo largo de cada proceso.

A continuación, se enumeran algunos efectos que no se tienen en cuenta en el ciclo idealizado [I]:

1. Pérdidas de flujo
2. Pérdidas en el regenerador
3. Conducción en las paredes del cilindro
4. Fugas de gases
5. Pérdidas de calor fuera del ciclo
6. Fricción mecánica
7. Pérdidas térmicas en el espacio entre el cilindro y el desplazador

1. Pérdidas de flujo

En las suposiciones del método de Schmidt, una de ellas consistía en asumir que el gas se mueve a través del motor sin pérdidas de flujo, es decir, que la presión es uniforme para todos los espacios en cada punto de cálculo. Pero en la realidad no es así, y estas pérdidas sí que existen.

De hecho, el flujo da lugar a diferencias de presión, especialmente en los intercambiadores de calor. Estas diferencias de presión dan lugar a variaciones en la entrada o rechazo de calor y en la potencia desarrollada.

2. Pérdidas en el regenerador

Las principales pérdidas en el regenerador se deben a la transferencia de calor imperfecta de gas a la matriz y viceversa, y a la fuga de calor longitudinal. Esta última suele ser muy pequeña, excepto en pequeños motores.

Hausen, un científico, creó un artículo sobre la teoría del regenerador que recogía el siguiente proceso.

Un gas perfecto fluye a presión constante a través de una matriz del regenerador. Primero, durante un tiempo determinado discurre en una dirección, a continuación, durante el mismo tiempo circula en la dirección opuesta, el flujo de masa es el mismo para ambas direcciones. Por un lado, el gas entra en el regenerador a la temperatura del enfriador, desde el otro lado a la temperatura del calentador. Después de un número de ciclos (muchos), se establece un estado de equilibrio en el que cada punto en la matriz pulsa ligeramente en la temperatura con la frecuencia del ciclo.

3. Conducción en las paredes del cilindro

El cilindro de un motor de Stirling tiene que soportar altas presiones a temperaturas muy elevadas sin fluencia apreciable. El espesor de pared de los cilindros depende de estas cantidades, pero también del diámetro del cilindro y del material de la aleación utilizada. El espesor de pared en un motor grande es del orden de un centímetro, de modo que la conducción de calor en la pared no es despreciable.

La entrada de calor en el motor tiene que ir incrementado en una cantidad indicada, para mantener el calentador a la temperatura asumida, pero la misma cantidad extra de calor sale del motor y se suma al calor rechazado: entonces la potencia de salida del motor no se ve afectada. En cambio, la fuga de calor reduce la eficiencia.

4. Fuga de gases

La eficacia del gas de expansión en la conversión de su energía de presión en trabajo mecánico depende claramente de que el pistón de potencia esté bien sellado en el cilindro en el que se mueve. Cualquier fuga implica una pérdida de potencia, que se convierte en calor.

5. Pérdidas de calor fuera del ciclo

La teoría del ciclo de Stirling se refiere únicamente al calor de expansión (Q_e) al que entra el gas a la temperatura del calentador y el calor de compresión (Q_c) que sale a la temperatura del enfriador. Sin embargo, con el fin de conseguir este calor en el gas, tiene que ser quemado más combustible que el que corresponde a la energía térmica Q_e . Esto puede surgir por: pérdidas de combustión, pérdidas de los quemadores, radiación o conducción de calor en las paredes.

Pérdidas de combustión. El aire que entra al motor para el proceso de combustión es calentado en un pre-calentador por los gases de escape salientes a la temperatura de la llama. El aire que entra y los gases de escape salientes difieren entre unos 200 ó 300°C y esto representa una cantidad de calor que nunca alcanza el gas de trabajo del ciclo.

Pérdidas quemador. No todo el combustible que entra en el quemador se quema completamente. Los gases de combustión que salen de la cámara del calentador contienen algunos hidrocarburos no quemados o parcialmente quemados (éstos representan un calor que nunca alcanza el gas de trabajo). Sin embargo, con un quemador bien diseñado, esto es una pérdida relativamente pequeña.

Las pérdidas de combustión, las pérdidas en el quemador y la radiación se llevan a cabo completamente fuera del ciclo; en cambio, la conducción de calor en las paredes está involucrada en el ciclo.

Las pérdidas de calor fuera del ciclo pueden suponer la adición de hasta un 15% de la entrada total de calor al motor.

6. Fricción mecánica

En general, estas pérdidas son elevadas en pequeños motores, pero depende mucho de los detalles técnicos de diseño del motor.

7. Pérdidas térmicas en el espacio entre el cilindro y el desplazador

Aquí se incluye tanto la transferencia de calor como los efectos en el espacio entre cilindro y desplazador debido a la presión alterna en el motor. La evaluación de estas pérdidas presenta problemas reales.

La transferencia de calor se debe a la conducción del gas generado por el movimiento periódico del desplazador relativo al cilindro, a lo largo de los cuales existe un fuerte gradiente de temperatura. Con el pistón en la posición superior, los puntos correspondientes al pistón y al cilindro tienen aproximadamente la misma temperatura. A medida que el pistón se mueve hacia abajo, se encuentra con partes más bajas de la pared del cilindro, que presentan temperaturas inferiores. Entonces el calor se transfiere a la pared del cilindro por conducción de gas, la falda del pistón se enfriá un poco y en el retorno a la posición superior se vuelve a calentar por conducción del gas.

Este efecto se complica con la variación de la presión durante el ciclo, que provoca un flujo de gas dentro y fuera del espacio entre cilindro y desplazador. Este flujo de gas produce otras dos consecuencias. En primer lugar, implica el transporte de gas caliente desde el extremo caliente superior al extremo frío inferior de dicho espacio. Esto significa que el calor se transfiere por conducción periódica del gas, es decir, una nueva pérdida. En segundo lugar, el gas en el espacio entre desplazador y pistón se somete a la compresión y expansión del ciclo, lo que provoca también un calentamiento: otra fuga de calor.

6. PROGRAMA

6.1. CÓDIGO

Para presentar el modelo de Schmidt, la resolución de las diferentes ecuaciones y el cálculo de las diferentes variables del ciclo de un motor Stirling se ha implementado un código informático (ver *ANEXO III.2.2. Código*). Las ecuaciones que rigen el modelo han sido introducidas en el lenguaje usado por el software EES (Engineering Equation Solver).

El código generado en EES se ha usado para la creación de un programa donde se simula el comportamiento de un motor Stirling y para la obtención de los resultados del Trabajo de Fin de Grado en forma de tablas y gráficas (ver apartado 7. *Resultados y análisis* de la memoria y *ANEXO IV. Estudios paramétricos*). Es importante indicar que el código se ha implementado de tal manera que los resultados se obtengan en las siguientes unidades: presiones en atmósferas, volúmenes en cm cúbicos, revoluciones del motor en rpm, temperatura en K, ángulos en grados, calores y trabajo en J, potencia en W y rendimiento en %.

El programa generado a partir del código implementado permite al usuario obtener resultados numéricos y gráficas. Los datos de entrada son introducidos por el usuario en un interfaz que se crea para ayudar al manejo del programa.

Para la obtención de los diferentes resultados del Trabajo de Fin de Grado, se ha realizado una parametrización (usando el código implementado) de las diferentes variables de entrada del sistema de ecuaciones creado por el método de Schmidt. Con ello, se busca encontrar particularidades y comportamientos de las diferentes variables de salida (rendimiento, potencia, trabajo...) ante la variación de las variables de entrada.

Por lo tanto, usando el código implementado y el software EES, se han generado diferentes tablas paramétricas en las que se le asignan diferentes valores coherentes a una variable de entrada, mientras que el resto de estas variables se mantienen constantes. Por último, se calculan los valores de las variables de salida.

El procedimiento que se ha realizado para la obtención de estas tablas paramétricas y, posteriormente, los gráficos es el siguiente:

- 1.) En el código implementado, se modifican las primeras líneas, es decir:

"SIMULACIÓN DEL CICLO DE STIRLING SEGÚN EL MÉTODO SCHMIDT"
(Las variables de entrada del sistema serán:
-R\$:=gas que se introduce
-V0
-Tc
-Te
-s
-w
-n
-phi
-Presurización
-Temperatura ambiente)

- 2.) En el software EES, cualquier carácter o número que sea introducida entre "" o entre { }, es considerado como un comentario. Con lo cual, para realizar estos estudios paramétricos, se pone entre "" o entre { } aquella variable de entrada que se vaya a estudiar, mientras que al resto de variables de entrada se les asigne un valor.

Por ejemplo, a continuación, se observan las primeras líneas de cuando se realizó el estudio paramétrico de la variable V0 (volumen máximo de expansión):

```
"PARÁMETROS"
"V0"
R$='He'
Tc=300
Te=1000
s=0,1
w=0,9
n=1500
Ppresurización=2
Tambiente=298
```

- 3.) Posteriormente, en EES se crea una tabla paramétrica, pulsando Tables → New Parametric Table en la barra de herramientas superior; y se escogen las variables que aparecerán en las tablas y en los gráficos. Por ejemplo, cuando se realiza el estudio de V0, se eligen las variables V0, Trabajo, Qc, Qe, Potencia y η (es decir, la variable de estudio más las variables de salida).
- 4.) A continuación, aparece la tabla paramétrica en la pantalla (ver Tabla 1). En ella, se introducen los diferentes valores que tomará la variable de entrada y se procede a la resolución de la tabla pulsando: Calculate → Solve Table.

1..9	1 V0 [cm cúbicos]	2 Trabajo [J]	3 Qc [J]	4 Qe [J]	5 Potencia [W]	6 η [%]
Run 1	100	46,89	-20,01	66,7	1167	70
Run 2	200	93,38	-40,02	133,4	2334	70
Run 3	300	140,1	-60,03	200,1	3502	70
Run 4	400	186,8	-80,04	266,8	4669	70
Run 5	500	233,4	-100	333,5	5836	70
Run 6	600	280,1	-120,1	400,2	7003	70
Run 7	700	326,8	-140,1	466,9	8170	70
Run 8	800	373,5	-160,1	533,6	9338	70
Run 9	900	420,2	-180,1	600,3	10505	70

Tabla 1- Estudio paramétrico de V0

- 5.) Con todo lo anterior, ya se pueden realizar los gráficos del siguiente modo:
Plots → New Plot Window → X-Y Plot
Por último, se elige las variables que aparecerán en el eje de abscisas y en el eje de ordenadas; y se genera la gráfica.

6.2. ASPECTOS GENERALES

A partir del código que se ha implementado y con objeto de permitir un manejo fácil y rápido del programa se ha creado un interfaz que facilita una fluida interacción entre los datos de entrada y los de salida. Este programa sirve de gran ayuda en labores docentes porque da una idea de cómo se comportará un motor Stirling ante variaciones de cualquier parámetro.

Para la creación del programa, se ha usado el software EES. Éste permite resolver numéricamente miles de ecuaciones algebraicas y diferenciales no lineales acopladas. A su vez, dicho programa puede ser usado para resolver ecuaciones diferenciales e integrales, hacer la optimización, realizar regresiones lineales y no lineales, convertir unidades, generar tablas paramétricas y gráficos, etc.

Una de las principales características de EES es: la existencia de una base de datos termodinámica y de transporte de alta precisión que se proporciona para cientos de sustancias.

Los datos de entrada son introducidos por el usuario en el interfaz en las unidades indicadas. También se puede elegir el fluido de trabajo que se utilizará para la simulación del motor Stirling: Helio, Aire, Hidrógeno y Nitrógeno.

El programa que se ha creado puede ser usado de dos formas: obtención de variables de salida (donde el interfaz muestra los valores numéricos de parámetros como rendimiento, potencia, etc) y obtención de tablas paramétricas y gráficas.

Para el primer uso, el programa procede a la lectura de los datos de entrada introducidos por el usuario, y sustituye sus valores en las ecuaciones implementadas en el código. A continuación, el programa resuelve el sistema de ecuaciones planteado y muestra los resultados obtenidos en la pantalla. Con este uso, las variables de salida son resultado de la integración a lo largo de los 360° de giro del cigüeñal (calores, trabajo, potencia y rendimiento), por lo tanto, no son necesarias iteraciones para cada uno de los ángulos de giro. En cambio, dichas iteraciones son necesarias para el segundo uso del programa.

Para la obtención de tablas paramétricas y gráficas, el programa procede a la lectura de los datos de entrada. Posteriormente, después de que el usuario pulse el botón del interfaz denominado “*Tabla paramétrica*”, el programa procede a resolver el sistema de ecuaciones variando el ángulo del cigüeñal (α) en intervalos de 5° (desde 0° a 360°, es decir, realiza los cálculos 73 veces), para obtener, por ejemplo, la presión y el volumen total en cada punto del ciclo. Por último, con la tabla paramétrica generada, el programa puede realizar el diagrama presión-volumen total, el diagrama presión- α ó el diagrama volumen total- α según la orden que haya indicado el usuario.

6.3. APARIENCIA

Simulación del motor Stirling según el método Schmidt

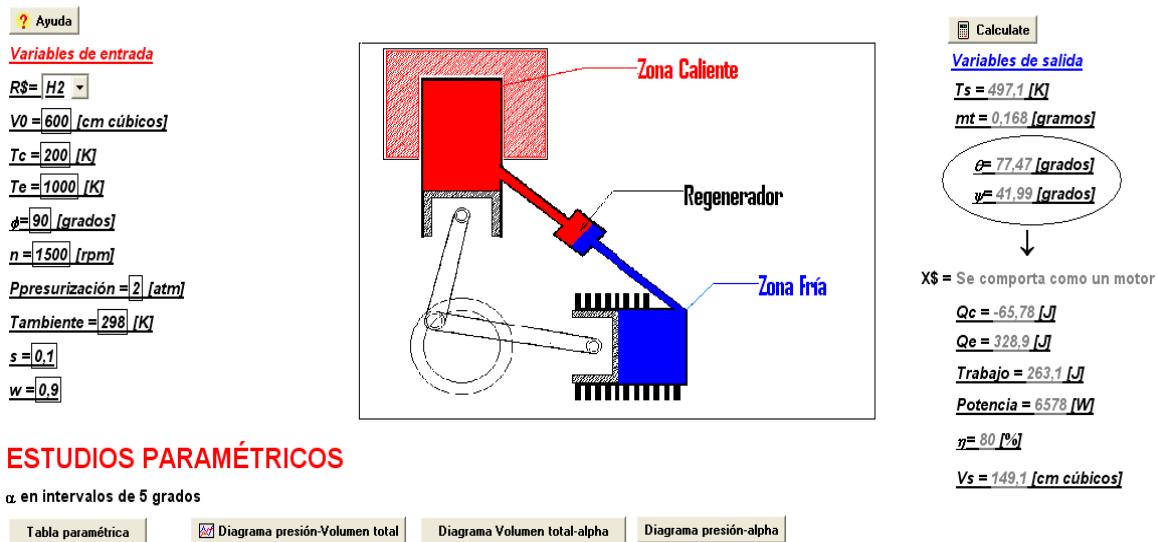


Figura 6-Pantalla general del programa

En la *Figura 6* se observa la apariencia general del programa, donde es importante explicar diferentes aspectos:

- En el margen superior izquierdo de la *Figura 6*, aparece el comando *Ayuda*. Al ser pulsado dicho comando, el programa abre el PDF con el nombre *Manual de manejo del programa* (ver ANEXO III.6. *Manual de ayuda para el usuario*). En este documento, lo primero que se recoge es una pequeña introducción acerca del método Schmidt, indicando las diferentes suposiciones que se tienen en cuenta en él. También, se indica el significado que tiene cada variable del programa, por ejemplo, R\$ se refiere a la sustancia de trabajo o V₀ se refiere al máximo volumen de expansión. Por último, se explican los dos posibles usos del programa: obtención de las variables de salida y obtención de tablas paramétricas y gráficos.
- En el margen izquierdo de la *Figura 6*, aparecen las diferentes variables de entrada que el usuario puede modificar (temperatura de compresión, temperatura de expansión, ángulo de desfase del volumen de compresión respecto el de expansión,...). Al lado de las diferentes variables salvo de los parámetros adimensionales, aparecen las unidades con las que trabaja el programa: volúmenes en cm cúbicos, temperaturas en Kelvin, ángulos en grados, velocidad de giro del motor en rpm (revoluciones por minuto), presiones en atmósferas. También, el usuario podrá elegir el fluido de trabajo (primera variable que aparece, es decir, R\$) de una lista desplegable entre Helio, Aire, Hidrógeno y Nitrógeno.
- Observando a la derecha de la *Figura 6*, se muestran las diferentes variables de salida a las que el programa les calcula su valor después de que el usuario haya pulsado el botón *Calculate* que aparece en la parte superior. Como ocurría con las variables de entrada, al lado de las variables de salida aparecen las unidades en las que se obtienen sus valores (temperatura en Kelvin, masa en gramos, ángulos en grados, calores y trabajo en Julios, Potencia en Watios, rendimiento en tanto por ciento y volúmenes en cm cúbicos).

También, el programa muestra por pantalla (dependiendo de los datos introducidos por el usuario) si la máquina funcionaría como motor o como bomba de calor (ver explicación en el *ANEXO II. Método de Schmidt*).

En la parte inferior de la pantalla general del programa (*Figura 6*) se encuentran los comandos o botones que permiten obtener las tablas paramétricas y los diferentes diagramas:

- Comando *Tabla paramétrica*: al pulsar dicho comando aparece en la pantalla la *Tabla 2*, que corresponde a 9 de las 73 iteraciones que realiza el programa con diferentes ángulos de giro del cigüeñal (como ya se ha explicado en el apartado *6.3.Apariencia*).

1..73	1 α [grados]	2 V_t [cm cúbicos]	3 V_e [cm cúbicos]	4 V_c [cm cúbicos]	5 p [atm]
Run 1	0	1071	700	161,2	4,497
Run 2	5	1090	698,7	181,6	4,255
Run 3	10	1107	694,7	202,5	4,015
Run 4	15	1122	688,1	223,6	3,781
Run 5	20	1134	678,9	245	3,553
Run 6	25	1144	667,2	266,4	3,334
Run 7	30	1151	653,1	287,5	3,125
Run 8	35	1155	636,7	308,4	2,928
Run 9	40	1157	618,1	328,8	2,743

Tabla 2- Tabla paramétrica hasta la iteración 9

- Comando *Diagrama presión-Volumen total*: está dedicado a mostrar el diagrama del ciclo cerrado de Stirling enfrentando la presión y el volumen (ver *Figura 7*).

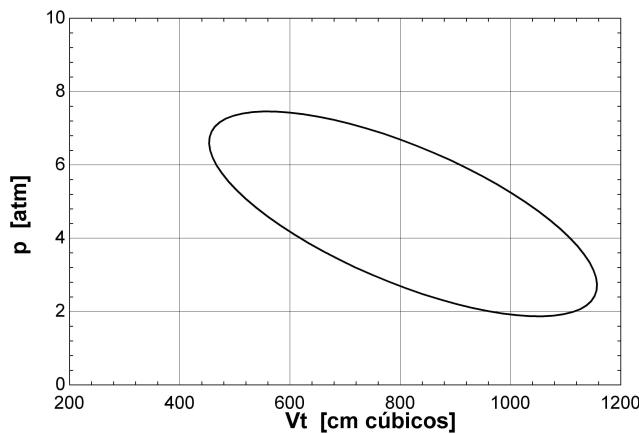


Figura 7- Presión en función del volumen total

- Comando *Diagrama Volumen total- α* : al pulsar dicho comando se obtiene la *Figura 8*.

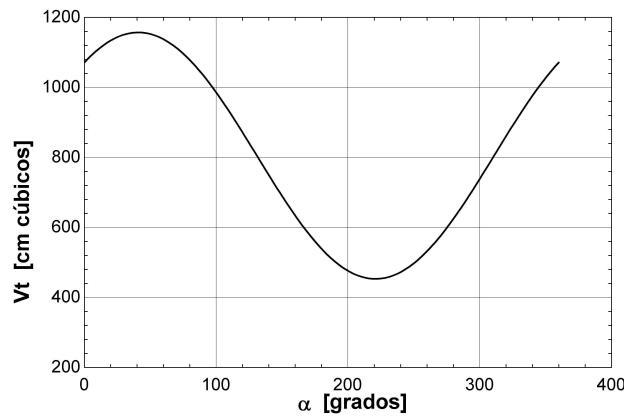


Figura 8- Volumen total en función del ángulo de giro

- Comando *Diagrama presión- α* : muestra por pantalla la *Figura 9*.

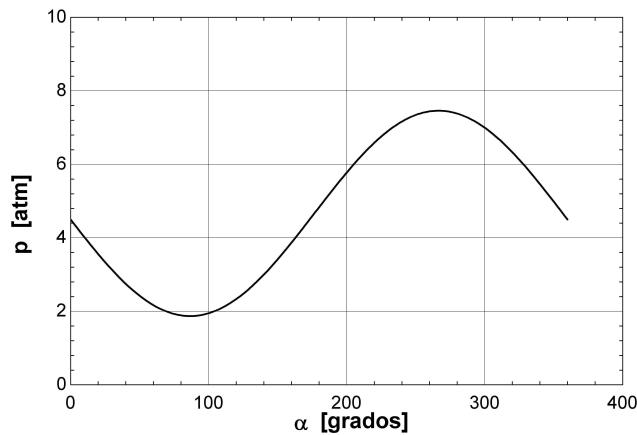


Figura 9- Presión en función del ángulo de giro

7. RESULTADOS Y ANÁLISIS

Debido a particularidades que tiene el ciclo de Stirling, existen una serie de características en el comportamiento de los motores Stirling. Usando el código del programa y modificándolo (como se indica en el *Apartado 6.1. Código*) se ha estudiado el comportamiento del motor ante variaciones de diferentes parámetros.

Los parámetros sometidos a variación para obtener los resultados de este apartado son:

- 1.) Volumen máximo de expansión
- 2.) Variación del fluido de trabajo
- 3.) Temperatura de compresión
- 4.) Temperatura de expansión
- 5.) Variación del parámetro “s”
- 6.) Variación del parámetro “w”
- 7.) Número de revoluciones del motor
- 8.) Variación de ϕ
- 9.) Presión de presurización
- 10.)Temperatura ambiente

En los estudios realizados, cuando una variable de entrada no es objeto de estudio (es decir, no está parametrizada) toma los siguientes valores constantes: $V_0 = 600 \text{ cm}^3$; $R\$ = \text{He}$; $T_c = 300 \text{ K}$; $T_e = 1000 \text{ K}$; $s = 0,1$; $w = 0,9$; $n = 1500 \text{ rpm}$; $\phi = 90^\circ$; $P_{\text{presurización}} = 2 \text{ atm}$; $T_{\text{ambiente}} = 298 \text{ K}$. A continuación, se muestran algunos resultados obtenidos (todos los resultados aparecen en el *ANEXO IV. Estudios paramétricos*):

1.) Volumen máximo de expansión

A raíz de los resultados obtenidos y observando las ecuaciones que sigue el método de Schmidt (*ANEXO II. Método de Schmidt*), la variación del trabajo y de la potencia es linealmente dependiente del volumen máximo de expansión (ver *Figura 10*).

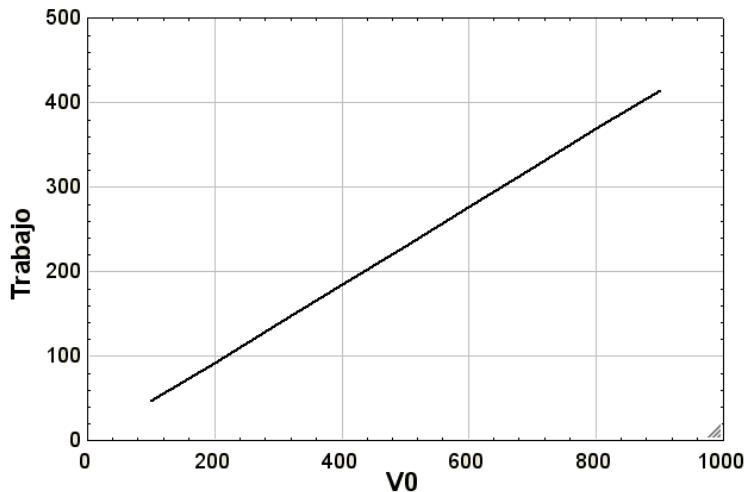


Figura 10- Variación del trabajo (en J) en función de V_0 con valores entre 100 y 900 cm^3 cúbicos

En cambio, η (rendimiento) no se ve afectado, ya que, este método obtiene el rendimiento de la misma forma que en el ciclo de Carnot.

2.) Variación del fluido de trabajo

En el método de Schmidt, la importancia del fluido de trabajo se observa en la cantidad de masa a introducir en el motor Stirling, ya que, si usamos un gas u otro su peso molecular es mayor o menor. Todo esto, se debe al uso de la ecuación de los gases ideales.

Los diferentes fluidos de trabajo que se suelen introducir en un motor Stirling son: hidrógeno (Peso molecular: 2,016 kg/kmol), helio (4,003 kg/kmol), nitrógeno (28,01 kg/kmol) y aire (28,97 kg/kmol).

Entonces el fluido de trabajo del cual se necesitará menos cantidad para obtener las mismas prestaciones en el motor Stirling sería el hidrógeno (ver *Figura 11*).

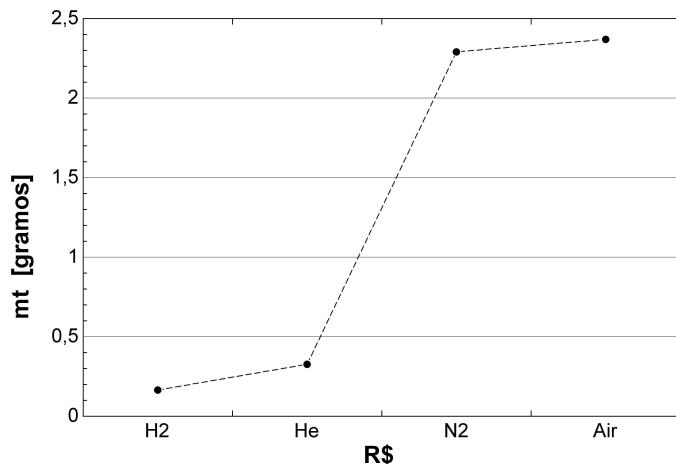


Figura 11- Variación de la masa en función del fluido de trabajo

3.) Variación de la temperatura de compresión

De los estudios realizados, se observa en la *Figura 12* que cuanto más baja es la temperatura de compresión mayores son la potencia y el trabajo, es decir, cuanto menor sea la temperatura del foco frío mejores prestaciones se tiene el motor.

En cuanto a la eficiencia, el resultado que muestra la *Figura 12* es lógico, ya que, el método de Schmidt se supone que los procesos en el motor se producen sin pérdidas (como se supone en el ciclo de Carnot, $\eta = 1 - T_c/T_e$). A primera vista, se puede pensar que el redondeo del ciclo causado por el movimiento armónico de los pistones implicaría una menor eficiencia, pero ello no es así, debido a que la expansión y compresión reversible de un gas, el trabajo realizado y el calor absorbido es siempre $\int p dV$. De hecho, para una variación armónica, el trabajo por ciclo es algo menor que para una variación discontinua pero el calor que tiene que ser alimentado al motor es menor, por lo que la eficiencia sigue siendo la misma.

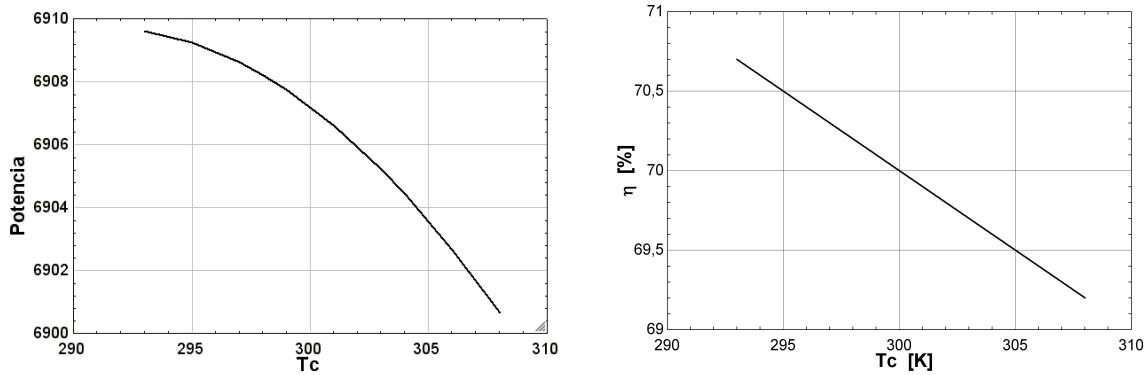


Figura 12- Variación de la Potencia (en W, a la izquierda) y variación del rendimiento (en %, a la derecha) en función de T_c con valores entre 293 K y 308 K

4.) Variación de la temperatura de expansión

La variación de este parámetro es totalmente al contrario que la variación de la temperatura de compresión. Es decir, cuanto mayor sea la temperatura de expansión, mejores prestaciones se obtienen.

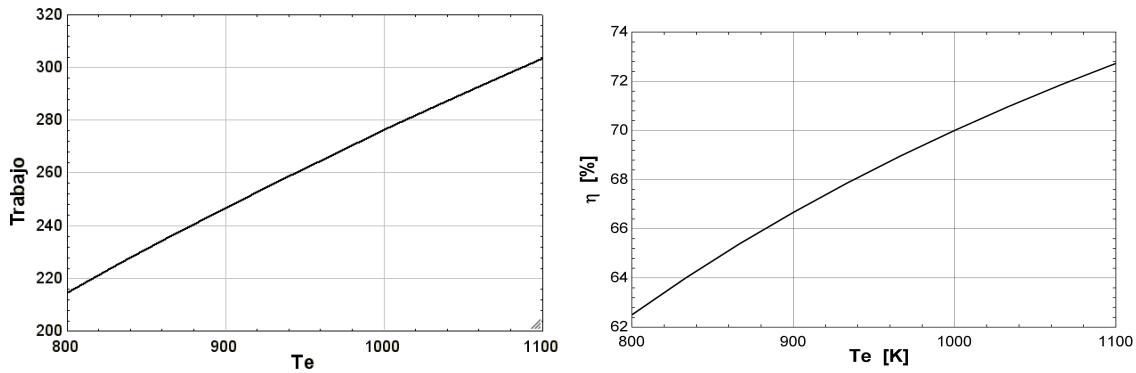


Figura 13- Variación del trabajo (en J, a la izquierda) y variación del rendimiento (en %, a la derecha) en función de T_e con valores entre 800 K y 1000 K

5.) Variación del parámetro “s”

Con la variación de este parámetro se puede observar la importancia que tiene el volumen muerto en las prestaciones del motor, ya que, “s” se utiliza para el cálculo del volumen muerto en el método de Schmidt y es directamente proporcional a ese volumen (ver ANEXO II. Método de Schmidt).

El volumen muerto lo forman principalmente en el motor de Stirling el volumen del calentador, enfriador y regenerador. Aunque también hay una parte de volumen muerto en las zonas de compresión y expansión.

El volumen muerto es un volumen constante que influye de manera negativa en la potencia que desarrolla el motor, es decir, cuanto mayor es el volumen muerto menor es la potencia. Ello es debido a que éste volumen reduce la variación de presión durante el ciclo de Stirling.

En cambio, la eficiencia no se ve afectada por el volumen muerto, debido a que se asumen procesos isotermos (ver *Figura 14*).

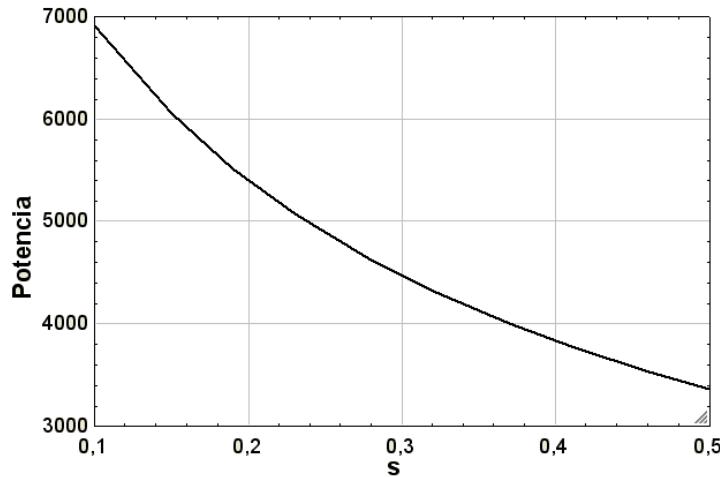


Figura 14- Variación de la potencia (en W) en función del parámetro "s"

6.) Variación del parámetro “w”

El parámetro “w” indica la relación de amplitudes entre el volumen de compresión y el volumen de expansión. Los resultados obtenidos muestran que cuanto mayor es dicha relación, mayor es la potencia, el trabajo y el calor de expansión, Q_e . Al contrario ocurre con el calor de compresión, Q_c (ver *Figura 15*).

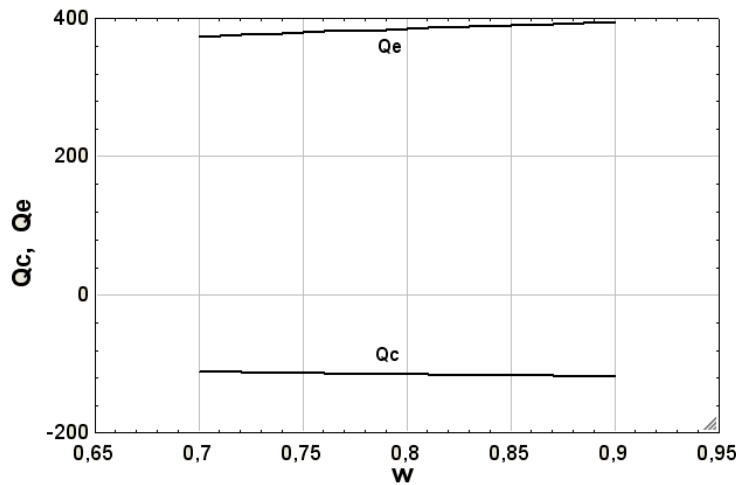


Figura 15- Variación de los calores de compresión y expansión (en J) en función del parámetro "w"

7.) Variación del número de revoluciones

Al mantenerse el resto de variables constantes, la variación del número de revoluciones provoca cambios en la potencia, ya que, el trabajo se mantiene constante y la potencia es el resultado de multiplicar el número de revoluciones por el trabajo desarrollado por el motor Stirling (ver *Figura 16*).

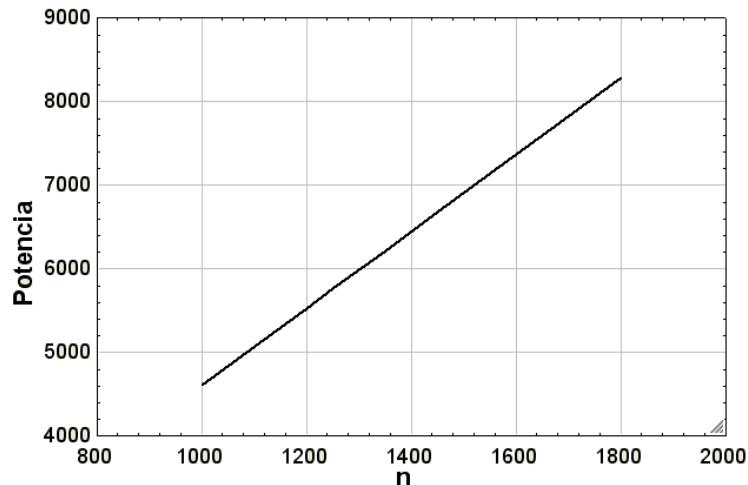


Figura 16- Variación de la potencia (en W) en función del número de revoluciones con valores entre 1000 y 1800 rpm

8.) Variación del ángulo ϕ

Es interesante destacar los resultados que muestran cualitativamente cómo la potencia de salida de un motor depende del volumen muerto, y del ángulo que indica el desfase entre el volumen de compresión y expansión , ϕ . La variación de la potencia con este ángulo (ver *Figura 17*) no depende solamente del factor $\sin(\phi)$, sino que también de δ y A (que dependen de ϕ como se ve en el *ANEXO II. Método de Schmidt*).

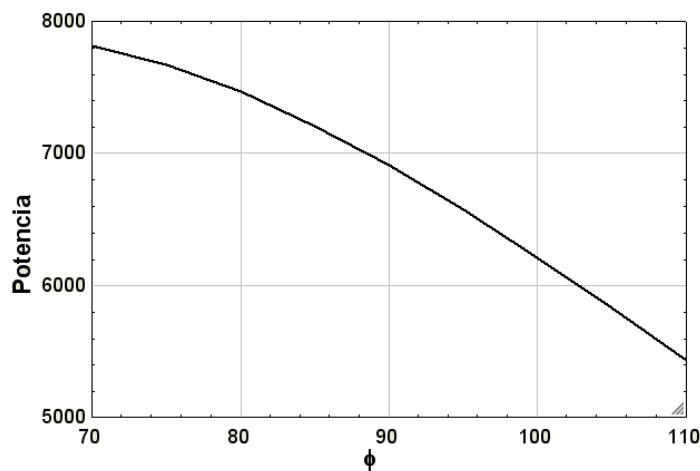


Figura 17- Variación de la potencia (en W) en función del ángulo de desfase entre volumen de compresión y expansión con valores entre 70 y 110°

9.) Variación de la presión de presurización

A raíz de los resultados obtenidos, al introducir un fluido de trabajo a una presión mayor se consiguen mayores valores de potencia y de trabajo, ya que, el ciclo de Stirling se encuentra a presiones más altas (ver *Figura 18*).

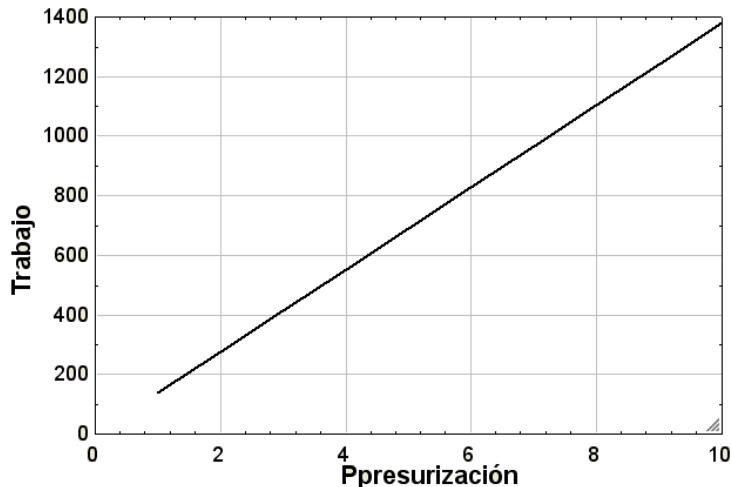


Figura 18- Variación del trabajo (en J) en función de la presión de presurización con valores entre 1 y 10 atmósferas

10.) Variación de la temperatura ambiente

La temperatura de la sala o el sitio donde esté situado el motor Stirling influye en las prestaciones de éste. Cuanto mayor es ésta temperatura, implica una reducción en la potencia y el trabajo desarrollado por el motor (ver *Figura 19*).

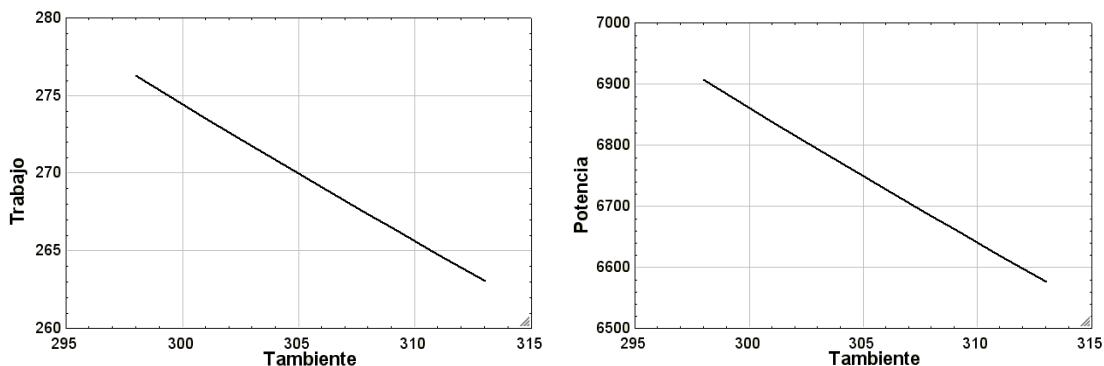


Figura 19- Variación del trabajo (en J, a la izquierda) y de la potencia (en W, a la derecha) en función de la temperatura ambiente con valores entre 273 y 313 K

8. OPCIONES DE MEJORA FUTURA DEL PROGRAMA

Como posible opción de mejora del programa, se puede implementar el código de otro método de simulación del motor Stirling para poder comparar los resultados obtenidos con el método de Schmidt.

A continuación, se hace una introducción de dos posibles alternativas: el método adiabático y el método LHA.

8.1. MÉTODO ADIABÁTICO

Este modelo se diferencia del anterior en la forma de resolución, ya que, necesita un método numérico de cálculo (Runge-Kutta de 4º orden) para su resolución y no es necesaria una resolución analítica como en el método de Schmidt [IV].

También, se debe destacar que en el modelo adiabático las temperaturas de expansión y de compresión no son constantes a lo largo del ciclo, pero la presión continúa tomándose igual en todos los espacios del motor para cada punto de cálculo. Entonces, el cambio de la hipótesis en cuanto a las temperaturas implica que los valores de las propiedades en un punto dependen del valor en el punto anterior, y es por ello, la existencia de la necesidad de resolver el ciclo mediante un método numérico.

Otra diferencia existente con el método de Schmidt es que el modelo adiabático realiza cálculos de transferencia de masa entre los espacios del motor.

Al resolver el sistema de ecuaciones del modelo por medio del método numérico, se debe introducir un criterio de convergencia. En este caso, dicho criterio consiste en alcanzar un proceso regenerativo perfecto.

Por último, al ser adiabáticos los espacios de compresión y expansión solamente se intercambia calor en el enfriador y el calentador.

Las principales hipótesis que plantea este modelo son:

- Temperaturas del fluido en los espacios de compresión y de expansión son variables a lo largo del ciclo.
- Temperaturas del fluido en las paredes externas del calentador y enfriador son constantes en el ciclo.
- Variaciones de volumen de forma sinusoidal en los espacios de compresión y expansión de igual forma que en el método de Schmidt.
- Proceso regenerativo perfecto, es decir, hay un 100% de eficiencia en el regenerador.
- No existen pérdidas de carga en el motor.
- En los intercambiadores, el fluido de trabajo está a la misma temperatura que las paredes exteriores de ellos.
- Comportamiento del gas como ideal.
- La expansión y la compresión del fluido de trabajo se asumen como procesos politrópicos.

8.2. MÉTODO LHA

Una diferencia muy importante con respecto el método de Schmidt consiste en que el método LHA (*Linear Harmonic Analysis*) es un método de tercer orden [III]. Para la resolución de las ecuaciones de conservación supone un movimiento armónico de los pistones del motor. Por lo tanto, todas las variables termodinámicas (tales como temperatura, presión, masa,...) se pueden representar por una función armónica similar a:

$$f(t) = a + b \sin(wt) + c \cos(wt)$$

Las constantes que se deben resolver son a, b y c.

Las ecuaciones de conservación se pueden linealizar por medio de Series de Fourier, para obtener, por último, un sistema lineal de ecuaciones que pueda ser resuelto por medio de métodos matriciales convencionales.

En este método, se tienen en cuenta cuatro tipos de pérdidas del motor Stirling: pérdidas adiabáticas, pérdidas transitorias de calor THT (*Transient Heat Transfer*), pérdidas por presión y pérdidas por fugas o *leakage*.

Con todo ello, se obtiene un proceso de resolución eficiente (con pocas iteraciones), efectivo (los resultados son precisos) y estable (condición de estabilidad satisfecha) que permite a la vez el conocimiento de los procesos que ocurren a lo largo del ciclo. Además, la diferencia con otros métodos de tercer orden que no asumen variables termodinámicas armónicas es muy pequeña.

Como todo, tiene unas limitaciones. Una de ellas es que sólo es válido en estado estacionario de funcionamiento, no pudiéndose simular los estados transitorios.

En conclusión, el método LHA es muy válido para la simulación de motores Stirling. Muestra facilidad para la resolución de las ecuaciones de conservación al ser linealizadas por medio de suposiciones que encajan en las características de diseño de los motores Stirling.

9. CONCLUSIONES

En este Trabajo de Fin de Grado se han desarrollado los siguientes grandes bloques: modelado y resolución de las ecuaciones que definen el ciclo Stirling por medio del método de Schmidt, creación de un programa para simular el comportamiento de los motores Stirling por el método de Schmidt y análisis de los resultados obtenidos con el programa.

Las principales conclusiones que se han extraído durante el desarrollo de estas fases se exponen a continuación:

- El método de Schmidt ha demostrado ser un método de primer orden eficaz para el modelado y simulación de las ecuaciones que rigen el ciclo Stirling. Los puntos fuertes de este método son: proporcionar una ayuda en labores docentes para el estudio del comportamiento y de los procesos que ocurren a lo largo del ciclo Stirling y ser el punto de partida de otros métodos de simulación del ciclo Stirling.
- Se han hecho modificaciones sobre el código implementado en el software EES que permiten la parametrización de diferentes aspectos del ciclo Stirling usando el método de Schmidt. Estas modificaciones dan como resultado unas tablas paramétricas y unas gráficas, de las cuales se pueden obtener las influencias que ejercen algunas variables sobre el comportamiento del motor Stirling. Por ejemplo, se ha observado la importancia que tiene la variación del volumen muerto y de ϕ (ángulo de desfase entre volumen de compresión y expansión) sobre la potencia.
- A partir del código implementado en EES, también se ha creado un programa informático que simula un motor Stirling según el método de Schmidt. Con este programa, el usuario puede introducir diferentes valores a las variables de entrada del sistema de ecuaciones planteado por el método de Schmidt. Incluso se permite elegir de una lista desplegable el fluido de trabajo con el que se simulará el ciclo Stirling. Con los datos introducidos por el usuario, el programa puede funcionar de dos formas: obtención de variables de salida u obtención de tablas paramétricas y gráficas. Cuando se usa el programa para la obtención de variables de salida, se muestra por pantalla el valor del rendimiento, potencia o trabajo entre otros; mientras que cuando se usa para la obtención de tablas paramétricas y gráficas, el programa realiza una simulación del ciclo completo de Stirling (es decir, los 360 ° del ciclo) en tablas paramétricas y posteriormente, el usuario puede elegir si mostrar por pantalla el diagrama presión frente al volumen total, el diagrama presión frente al ángulo del cigüeñal o el diagrama volumen total frente al ángulo del cigüeñal.

- El programa presenta un interfaz de fácil manejo para el usuario. Dentro del mismo programa, se puede acceder a un manual que se ha desarrollado para explicar el manejo del programa y para introducir de manera rápida las hipótesis del método de Schmidt.
- La posibilidad de simular el comportamiento de un motor Stirling según el método de Schmidt y la interacción fluida entre el usuario y el programa provoca que este programa sea de gran uso para labores docentes.

Como líneas de investigación futuras o cómo posibles objetivos futuros se puede plantear:

- Creación de un código que implemente otros métodos de simulación del motor de Stirling como pueden ser: el método adiabático o el método LHA. De esta forma, se podrían comparar los resultados con los obtenidos usando el método de Schmidt.
- Incluir las diferentes desviaciones de la realidad que aparecen en el ciclo de Stirling idealizado: pérdidas de flujo, pérdidas en el regenerador, conducción en las paredes del cilindro, fuga de gases, pérdidas de calor fuera del ciclo, fricción mecánica y pérdidas térmicas en el espacio entre el cilindro y el desplazador.

10. BIBLIOGRAFÍA

- I. C.M. Hargreaves. The Phillips Stirling Engine. Ed.Elsevier. 1991.
- II. Antonio Sanz Moreno. Simulación del motor Stirling por el método LHA. Proyecto Fin de Carrera. EINA. 2012
- III. Juan Ignacio Pascual Toledano. Simulación de un motor Stirling mediante modelos de primer orden. Proyecto Fin de Carrera. Universidad Carlos III de Madrid.
- IV. Alberto García Jiménez. Modelado y simulación de motores Stirling. Proyecto fin de carrera. Universidad de Zaragoza. 2011
- V. J. Moran, N.Shapiro. Fundamentals of Engineering Thermodynamics. Ed. Mcgraw Hill. 2004
- VI. Motor Stirling. Laboratorio Termodinámica FIZ 0211. Facultad de Física de la Universidad Católica de Chile.
- VII. Manual EES en español
- VIII. <http://www.todomotores.cl/motores-stirling.htm>
- IX. <http://www.lahistoriaconmapas.com/historia/historia2/definicion-de-motor-stirling/>

ANEXOS

ANEXO I. MOTOR STIRLING

I.1. HISTORIA

A comienzos del siglo XIX, la revolución industrial comenzó a tomar fuerza. La máquina de vapor estaba en auge, pero presentaba una serie de desventajas: era costosa, muy ineficiente e incluso peligrosa [III].

Estas desventajas, sumadas a la imposibilidad de desarrollar motores simples, económicos y accesibles a pequeñas industrias, provocaron la generación de la idea del motor Stirling.

En 1816, el reverendo Robert Stirling inventó en Escocia dicho motor. La continua búsqueda de mayor potencia en las máquinas de vapor llevó a la creación de las calderas de alta presión, pero éstas presentaban el inconveniente de que podían explotar con facilidad. Esto hizo que Stirling diseñase un motor simple y eficiente en comparación con la máquina de vapor. Esta máquina creaba mayor trabajo con la misma cantidad de calor aportado.

A partir de ello, se ideó el economizador, que es un dispositivo capaz de intercambiar calor y de ayudar a mejorar la eficiencia. Posteriormente, se le denominó de otra forma: regenerador. Dicho dispositivo permite almacenar calor en una fase del ciclo y devolverlo en otra fase.

Esta creación presentó un gran éxito hasta principios de 1900, ya que, perdió mucha influencia ante la aparición de los motores de combustión interna y de los motores eléctricos.

Posteriormente, en 1930 la compañía Phillips quiso ampliar las ventas de sus radios en zonas donde todavía no había llegado la electricidad. Para ello, esta compañía encargó a unos ingenieros que estudiases diferentes alternativas para la creación de generadores de baja potencia. Tras un tiempo de estudio, estos ingenieros se dieron cuenta que el motor Stirling era silencioso y ello provocaba que se redujesen las interferencias con las ondas de radio. Por esto, se comenzó a trabajar en la evolución de dichos motores.

Se consiguió fabricar un motor pequeño que proporcionaba la potencia necesaria para las radios y pequeños aparatos eléctricos. Pero el problema surgió al aparecer las radios con pilas, ya que, no necesitaban de la red eléctrica para abastecerse.

En la década de los 60, se volvieron a desarrollar este tipo de motores debido a la crisis del petróleo. En este desarrollo influyó la empresa General Motors, que usó el motor Stirling en un generador eléctrico y en un automóvil híbrido. Otro gran desarrollo fue gracias a la NASA, que usó el motor para mover directamente pequeños vehículos.

Actualmente, empresas europeas, estadounidenses, japonesas y chinas se dedican al desarrollo y a la implantación de este tipo de motores en sistemas terrestres y marítimos para la producción de energía.

I.2. TIPOS DE CONFIGURACIONES

Los motores Stirling presentan dos grandes grupos de configuraciones: los motores de pistón fijo y los motores de pistón libre. Los mecanismos de pistón libre no tienen un mecanismo externo que guíe el movimiento de los pistones, sino que la diferencia de presión a los dos lados del pistón determina su movimiento debido a los propios procesos de expansión y compresión que ocurren en diferentes partes del motor.

En cambio, los motores de pistón fijo son aquellos en los que el movimiento de los pistones está fijado por un mecanismo externo y se supone de este modo independiente de los procesos termodinámicos que tengan lugar en el motor [II].

Dentro de los motores de pistón fijo se distinguen 3 tipos: Beta, Alpha y Gamma.

- Motor Beta: tiene el pistón de potencia y el pistón desplazador. La zona de expansión es determinada por el pistón desplazador, mientras que la zona de compresión queda determinada por el espacio entre ambos pistones (Ver *Figura 20*).

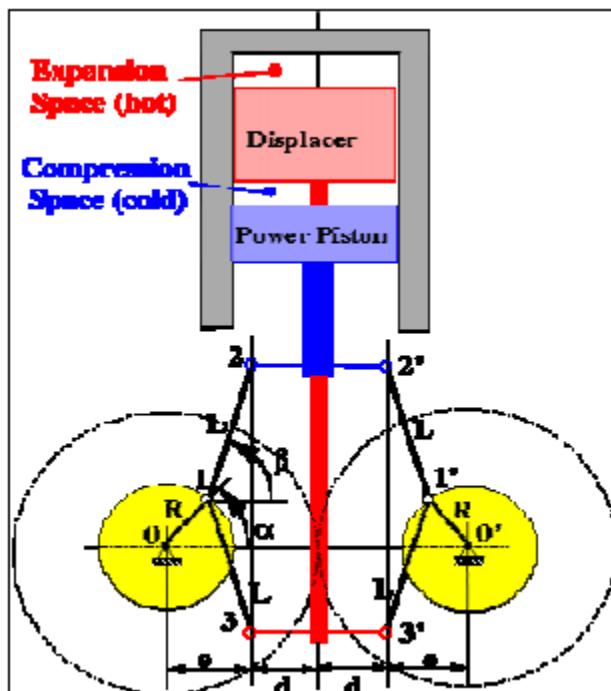


Figura 20- Motor Beta

- Motor Alpha: tiene dos pistones, pero no hay un pistón desplazador único, lo que quiere decir que el desplazamiento se realiza por acción de ambos pistones. Un pistón es el de compresión y se sitúa en la zona fría y otro de expansión situado en la zona caliente (Ver *Figura 21*). Ello significa que cada pistón por si solo determina el tamaño de su zona respectiva.

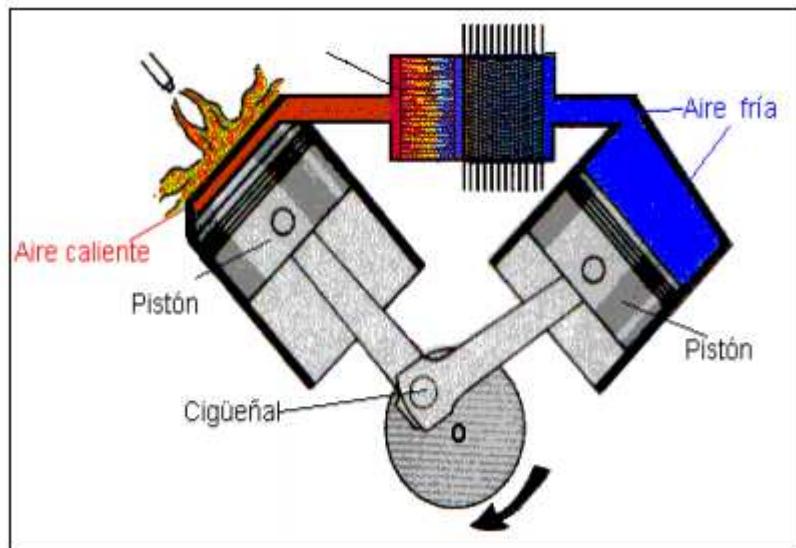


Figura 21- Motor Alpha

- Motor Gamma: es muy similar a un motor Beta pero en el que el pistón desplazador se sitúa en un cilindro distinto al del pistón de potencia, simplificando la estructura pero aumentando el volumen muerto (Ver Figura 22).

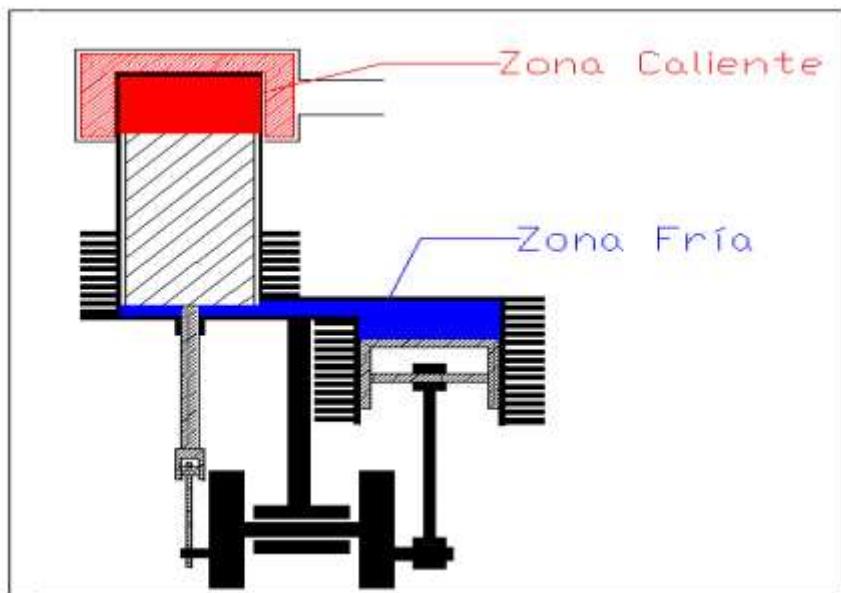


Figura 22- Motor Gamma

ANEXO II. MÉTODO DE SCHMIDT

En este anexo, se desarrolla el modelo matemático que permite el cálculo de las diferentes variables del ciclo de Stirling, teniendo en cuenta las diferentes hipótesis del método de Schmidt [I].

Para comenzar, se definen los volúmenes de expansión y compresión como armónicos:

$$V_e = V_0 \cdot \left[\frac{1 + \cos(\alpha)}{2} \right] \quad [1]$$

$$V_c = w \cdot V_0 \cdot \left[\frac{1 + \cos(\alpha - \phi)}{2} \right] \quad [2]$$

V_e Volumen de expansión en m^3

V_c Volumen de compresión en m^3

α Ángulo de posición del cigüeñal en radianes

V_0 Máximo volumen de V_e (2 x amplitud) en m^3 . $V_e=V_0$ cuando $\alpha=0$

Φ Ángulo de desfase de V_c con respecto a V_e en radianes

w Relación de amplitudes entre V_c y V_e . Toma valores menores que 1, por lo tanto, el volumen de compresión es menor que el de expansión.

A continuación, se observa como varían los volúmenes de expansión y compresión a lo largo del ciclo, es decir, de 0° hasta 360° del cigüeñal (Ver Figura 23 y Figura 24).

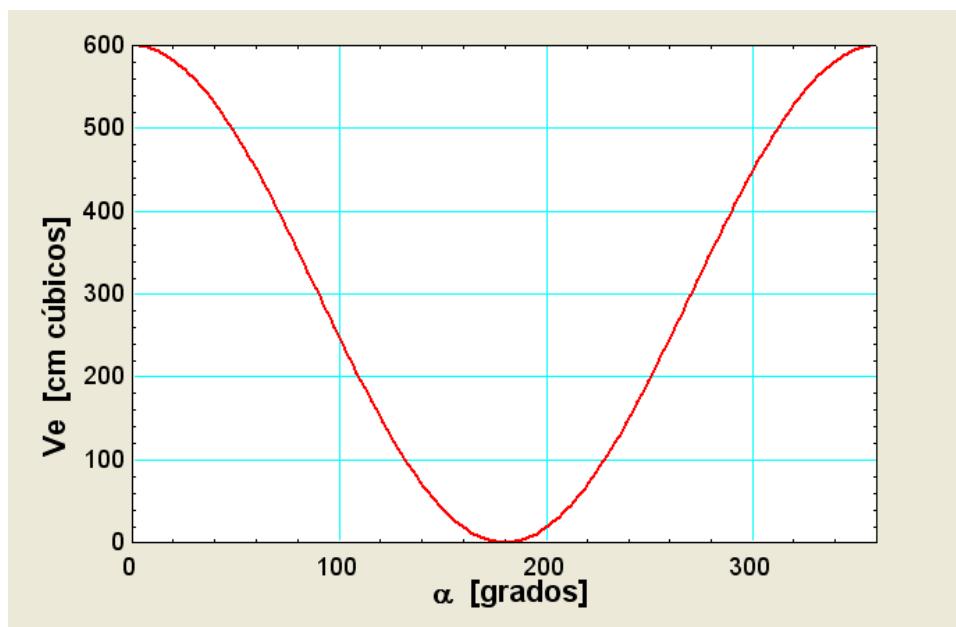


Figura 23- Variación del volumen de expansión

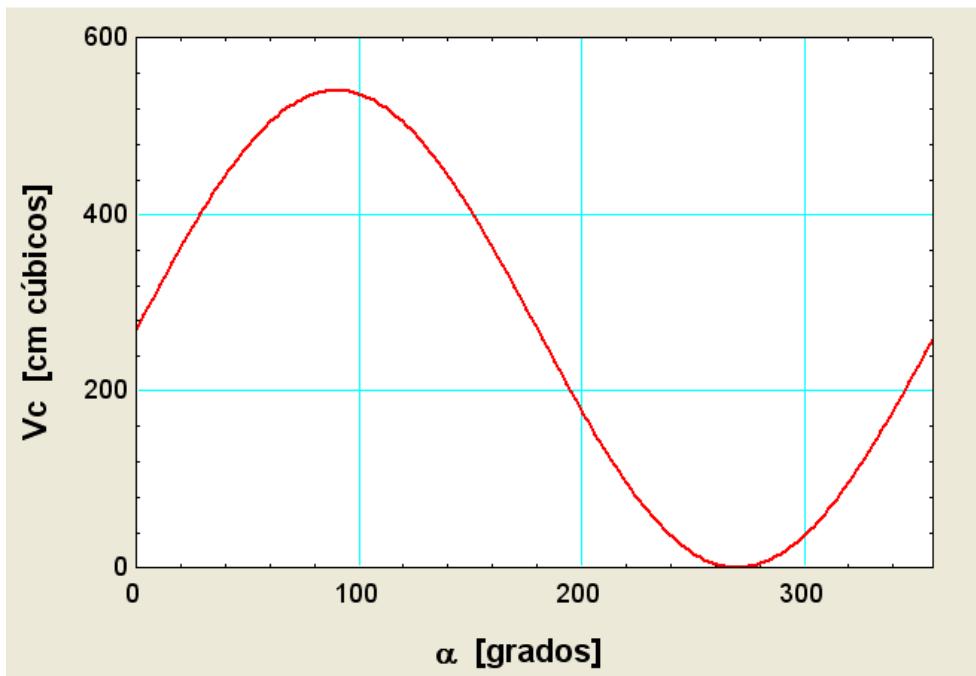


Figura 24- Variación del volumen de compresión

Se deben tener en cuenta los volúmenes muertos (es decir, espacios no atravesados por los pistones) puesto que afectan a las prestaciones del motor. Los espacios muertos, a diferencia de los de expansión y compresión, son constantes a lo largo del ciclo. Estos espacios corresponden con: el volumen del enfriador, el volumen del calentador, el volumen del regenerador y los volúmenes muertos de los espacios de compresión y expansión.

En este método se considera que la temperatura en el regenerador evoluciona de forma lineal desde la temperatura del foco frío (T_c) hasta la temperatura del foco caliente (T_e), siendo ambas constantes debido a que este método supone una expansión y una compresión isotérmica. Para facilitar el cálculo de la temperatura del volumen muerto (T_s) se toma como una media logarítmica de las temperaturas del foco caliente y del frío:

$$T_s = \frac{T_e - T_c}{\ln \left[\frac{T_e}{T_c} \right]} \quad [3]$$

A continuación, para poder obtener el volumen muerto (V_s) se define el parámetro “s” que suele tomar valores menores o iguales que 0,5 y se calcula del siguiente modo:

$$s = V_s \cdot \frac{T_c}{V_0 \cdot T_s} \quad [4]$$

Una vez formulados los diferentes volúmenes, se puede calcular el volumen total, sumando los volúmenes de compresión, de expansión y el volumen muerto, es decir, la suma de dos variables más una constante (Ver *Figura 25*):

$$V_t = V_e + V_c + V_s \quad [5]$$

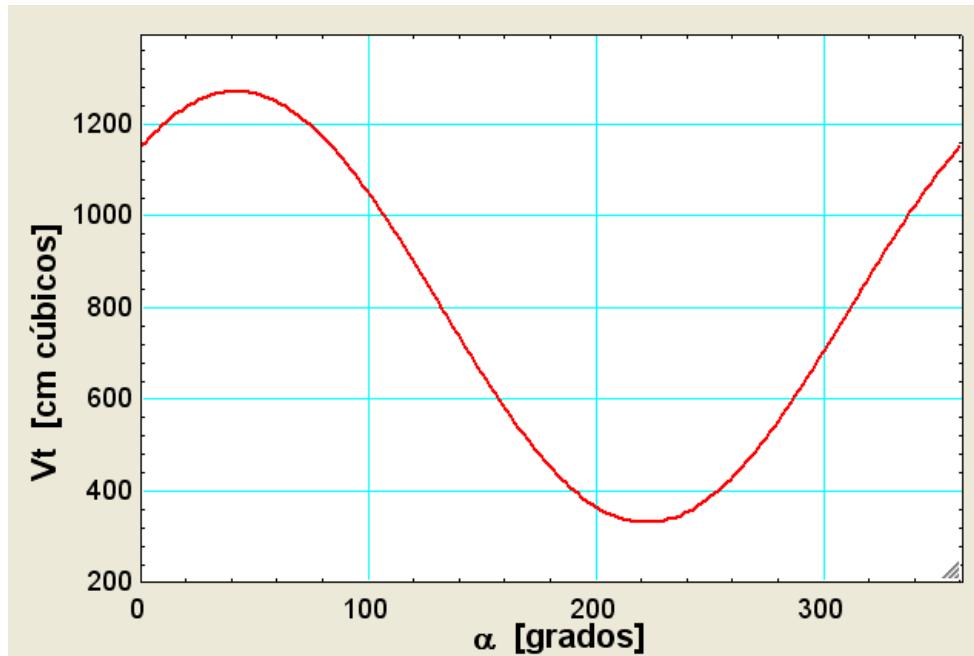


Figura 25- Volumen total

Después de los pasos anteriores, se puede proceder al cálculo de la presión en función del ángulo del cigüeñal.

Al principio, se debe calcular la masa de fluido que va a ser introducida en el motor. Debido a que es un ciclo cerrado, la cantidad de masa introducida en el motor permanecerá constante a lo largo del ciclo.

Para el cálculo de la masa se usa la ecuación de los gases ideales:

$$P_{\text{presurización}} \cdot V_{\text{motor}} = \frac{m_t}{\text{PesoMolecular}} \cdot R \cdot T_{\text{ambiente}} \quad [6]$$

P presurización Presión a la que se introduce el fluido en el motor en Pa

Peso Molecular Peso molecular del gas en kg/kmol

T ambiente Temperatura a la que se encuentra el motor en K

Mt Masa de fluido en kg

R Constante de gases ideales ($8314,3 \frac{J}{Kmol \cdot K} = 82,0562 \frac{atm \cdot cm^3}{mol \cdot K}$)

“Vmotor” corresponde al volumen total máximo del motor en metros cúbicos:

$$Vmotor = V0 + w \cdot V0 \cdot \left[\frac{1 + \cos(-\phi)}{2} \right] + Vs \quad [7]$$

Dado que la masa en el motor es constante en todo momento, se cumple la siguiente ecuación:

$$\frac{\text{PesoMolecular}}{R} \cdot p \cdot \left[\frac{Ve}{Te} + \frac{Vc}{Tc} + \frac{Vs}{Ts} \right] = mt \quad [8]$$

O lo que es lo mismo:

$$\frac{Ve}{Te} + \frac{Vc}{Tc} + \frac{Vs}{Ts} = \frac{mt \cdot R}{\text{PesoMolecular} \cdot p} \quad [8a]$$

A continuación, se define la constante “C” como:

$$C = \frac{2 \cdot R \cdot Tc}{\text{PesoMolecular} \cdot V0} \cdot mt \quad [8b]$$

Ello implica que:

$$\frac{mt \cdot R}{\text{PesoMolecular} \cdot p} = \frac{C \cdot V0}{2 \cdot Tc \cdot p} \quad [8c]$$

Posteriormente, sustituyendo las ecuaciones [1] y [2] de los volúmenes de expansión y compresión se obtiene:

$$\frac{C}{2 \cdot p} = \frac{(1 + \cos(\alpha)) \cdot Tc}{2 \cdot Te} + \frac{w \cdot (1 + \cos(\alpha - \phi)) \cdot Tc}{2 \cdot Tc} + \frac{Vs}{V0} \cdot \frac{Tc}{Ts} \quad [9]$$

Para simplificar la ecuación anterior, se define “ τ ” como el ratio de temperaturas Tc/Te y se sustituye el último sumando de la ecuación [9] por “ s ” (que ha sido definido en la ecuación [4]):

$$\frac{C}{p} = \tau \cdot \cos(\alpha) + w \cdot \cos(\alpha - \phi) + \tau + w + 2 \cdot s \quad [9a]$$

En la *Figura 26* aparece un diagrama de vectores que muestra las relaciones entre el volumen total (Vt) y $V0$ con las constantes y ángulos ya conocidos “ τ ”, “ w ”, “ α ”, “ ϕ ” y las constantes y ángulo desconocidos “ A ”, “ B ” y “ θ ”.

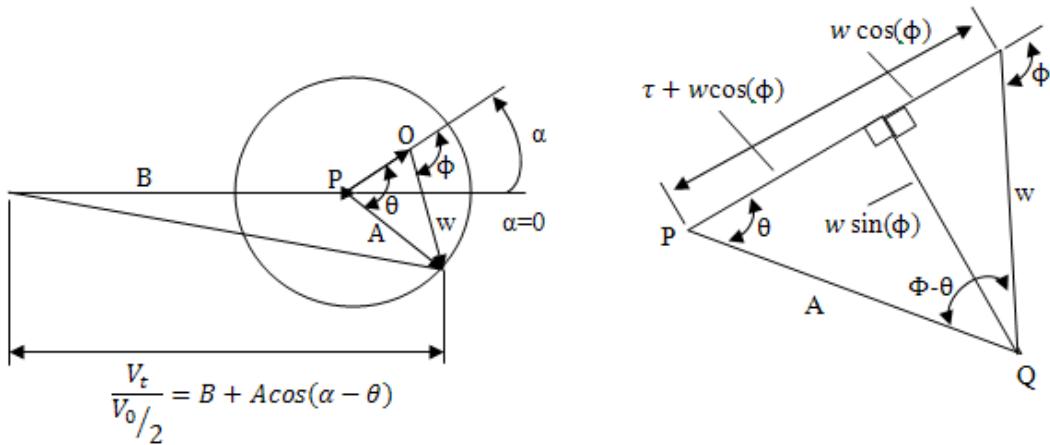


Figura 26- Diagrama de vectores

El ángulo “θ” indica la fase de la presión con respecto al volumen de expansión, y a su vez indica el ángulo donde la presión es mínima en el ciclo. Se calcula a partir del diagrama de vectores anterior de la siguiente forma:

$$\theta = \arctan \left[\frac{w \cdot \sin(\phi)}{\tau + w \cdot \cos(\phi)} \right] \quad [10]$$

Del diagrama de vectores también se puede obtener el valor de A:

$$A = ((\tau + w \cdot \cos(\phi))^2 + w^2 \cdot \sin^2(\phi))^{(1/2)} \quad [11]$$

Otras relaciones que se pueden observar son:

$$\tau + w \cdot \cos(\phi) = A \cdot \cos(\theta) \quad [12]$$

$$w \cdot \sin(\phi) = A \cdot \sin(\theta) \quad [13]$$

Sustituyendo en la fórmula [9a], la ecuación queda:

$$\frac{C}{p} = A \cdot \cos(\theta) \cdot \cos(\alpha) + A \cdot \sin(\theta) \cdot \sin(\alpha) + \tau + w + 2 \cdot s \quad [14]$$

Simplificando:

$$\frac{C}{p} = A \cdot \cos(\alpha - \theta) + \tau + w + 2 \cdot s \quad [14a]$$

El término B es la parte constante de la fórmula [14a], por lo tanto:

$$B = \tau + w + 2 \cdot s \quad [15]$$

Despejando de la fórmula [14a] se obtiene la presión en función de α . Teniendo en cuenta que $\delta = A/B$.

$$p = \frac{C}{A \cdot \cos(\alpha - \theta) + B} = \frac{C}{B} \cdot \left[\frac{1}{1 + \delta \cdot \cos(\alpha - \theta)} \right] \quad [16]$$

De esta ecuación, se puede obtener la presión mínima y la presión máxima:

$$p_{\min} = \frac{C}{B} \cdot \left[\frac{1}{1 + \delta} \right] \quad [17a]$$

$$p_{\max} = \frac{C}{B} \cdot \left[\frac{1}{1 - \delta} \right] \quad [17b]$$

La presión también varía armónicamente respecto de α , como se puede observar en la *Figura 27*:

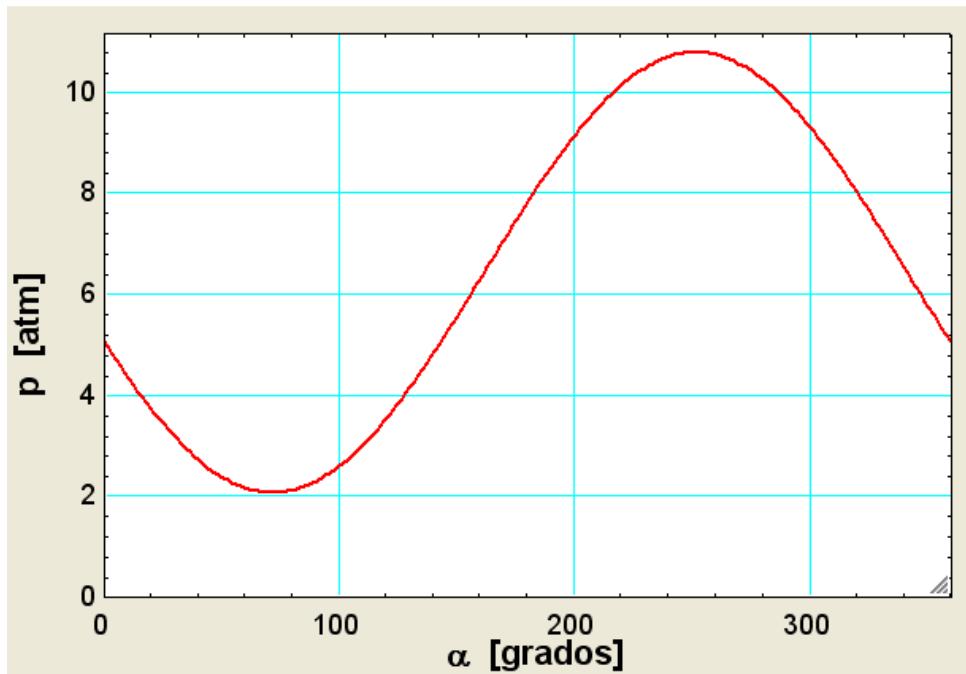


Figura 27- Presión

Los ángulos en los cuales la presión es mínima (θ) y el volumen total es máximo (Ψ) son importantes de calcular, ya que, dependiendo de sus valores la máquina se comportará como un motor de Stirling o como una bomba de calor.

- Si $\theta > \Psi$, se comporta como un motor de Stirling
- Si $\theta = \Psi$, la máquina no produce trabajo y el ciclo se reduce a una línea
- Si $\theta < \Psi$ se comporta como una bomba de calor

De la ecuación [16], se observa que la presión depende de la resta $\alpha - \theta = Y$. Entonces se realiza una serie de Fourier del factor $1/(1 + \delta \cos(Y))$:

$$\frac{1}{(1 - \delta^2)^{1/2}} \left[1 - \frac{2\delta}{1 + (1 - \delta^2)^{1/2}} \cos(Y) + 2 \left(\frac{\delta}{1 + (1 - \delta^2)^{1/2}} \right)^2 \cos(2Y) - 2 \left(\frac{\delta}{1 + (1 - \delta^2)^{1/2}} \right)^2 \cos(3Y) + \dots \right]$$

Sustituyendo el desarrollo anterior en la ecuación [16] e integrando sobre todo el ciclo, se obtiene la presión media:

$$p_m = \frac{C}{B} \cdot \frac{1}{(1 - \delta^2)^{(1/2)}} \quad [18]$$

Entonces, la variación de la presión puede ser reescrita como:

$$p = p_m \cdot \left[\frac{(1 - \delta^2)^{(1/2)}}{1 + \delta \cdot \cos(\alpha - \theta)} \right] \quad [19]$$

La ecuación anterior, fue el primer resultado obtenido por Schmidt en 1871. A continuación, teniendo en cuenta solamente el primer armónico, la ecuación queda del siguiente modo:

$$p = p_m \cdot \left[1 - \left(\left[\frac{2 \cdot \delta}{1 + (1 - \delta^2)^{(1/2)}} \right] \cdot \cos(\alpha - \theta) \right) \right] \quad [20a]$$

$$p = p_m \cdot (1 - 2 \cdot e \cdot \cos(\alpha - \theta)) \quad [20b]$$

Por último, se procede al cálculo de la potencia y trabajo desarrollado, así como la eficiencia del motor.

El trabajo producido cuando un gas es comprimido y expandido cíclicamente, se obtiene de:

$$W = Q_e - Q_c = \oint pdV_e - \oint pdV_c \quad [21]$$

El área encerrada en la curva del diagrama p-V corresponde con el trabajo (Ver Figura 28).

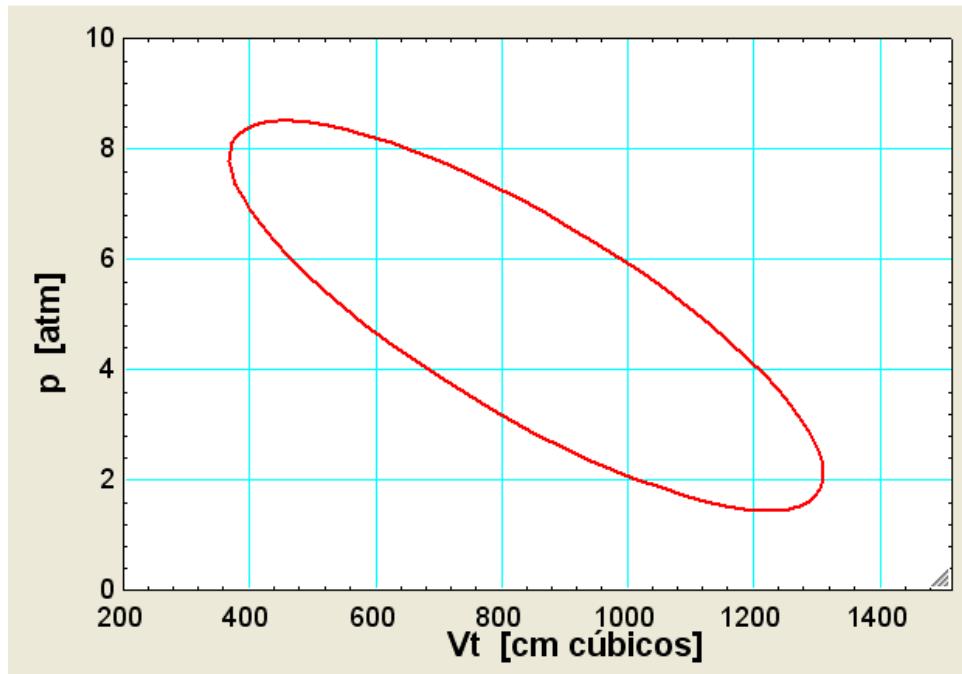


Figura 28- Diagrama pV

Para calcular los calores de compresión (Qc) y de expansión (Qe) se necesitan las ecuaciones que representan cómo varían los volúmenes de expansión y de compresión y la ecuación que calcula la presión en un motor Stirling, es decir, [1], [2] y [20b].

Con el desarrollo de Fourier desarrollado anteriormente, las ecuaciones [1] y [2] quedan del siguiente modo:

$$V_e = V_0[1 + \cos(Y) \cos(\theta) - \sin(Y) \sin(\theta)]/2$$

$$V_c = wV_0[1 + \cos(Y) \cos(\theta - \phi) - \sin(Y) \sin(\theta - \phi)]/2$$

Y:

$$dV_e = -V_0[\sin(Y) \cos(\theta) + \cos(Y) \sin(\theta)]dY/2$$

$$dV_c = -wV_0[\sin(Y) \cos(\theta - \phi) + \cos(Y) \sin(\theta - \phi)]dY/2$$

El volumen del espacio muerto no aparece en la integral porque es una constante. Teniendo en cuenta la ecuación [21], el calor introducido por ciclo es:

$$\begin{aligned} Q_e &= \oint pdV_e = -\frac{V_0}{2}pm \int_0^{2\pi} (1 - 2e * \cos(Y)) [\sin(Y) \cos(\theta) + \cos(Y) \sin(\theta)] dY = \\ &= \pi V_0 * pm * e * \sin(\theta) \end{aligned} \quad [22]$$

Mientras que el calor expulsado es:

$$\begin{aligned}
 Q_c &= \oint p dV_c = \\
 &= -\frac{\pi V_0}{2} pm \int_0^{2\pi} (1 - 2e * \cos(Y)) [\sin(Y) \cos(\theta - \phi) + \cos(Y) \sin(\theta - \phi)] dY = \\
 &= -\pi V_0 * pm * e * \tau * \sin(\theta)
 \end{aligned} \tag{23}$$

Entonces el trabajo producido por ciclo es:

$$\begin{aligned}
 W &= Q_e + Q_c = \oint p(dV_e + dV_c) = \\
 &= \pi V_0 * pm * e * (\sin(\theta) - w * \sin(\phi - \theta)) = \\
 &= \pi V_0 * pm * e * (1 - \tau) * \sin(\theta)
 \end{aligned} \tag{24}$$

Una vez obtenido el trabajo, ya se puede conseguir la potencia en W:

$$Potencia = \frac{n}{60} * W = \frac{n*\pi}{60} V_0 * pm * e * (1 - \tau) * \sin(\theta) \tag{25}$$

n Revoluciones por minuto (rpm)

Por último, se calcula la eficiencia del motor comparando el trabajo producido por ciclo y el calor añadido al ciclo (como en un ciclo de Carnot), es decir, [24] y [22] respectivamente. Entonces:

$$\eta = \frac{W}{Q_e} = 1 - \tau = 1 - \frac{T_c}{T_e} \tag{26}$$

En resumen, el algoritmo que sigue el método de Schmidt es el siguiente (Ver Figura 29):

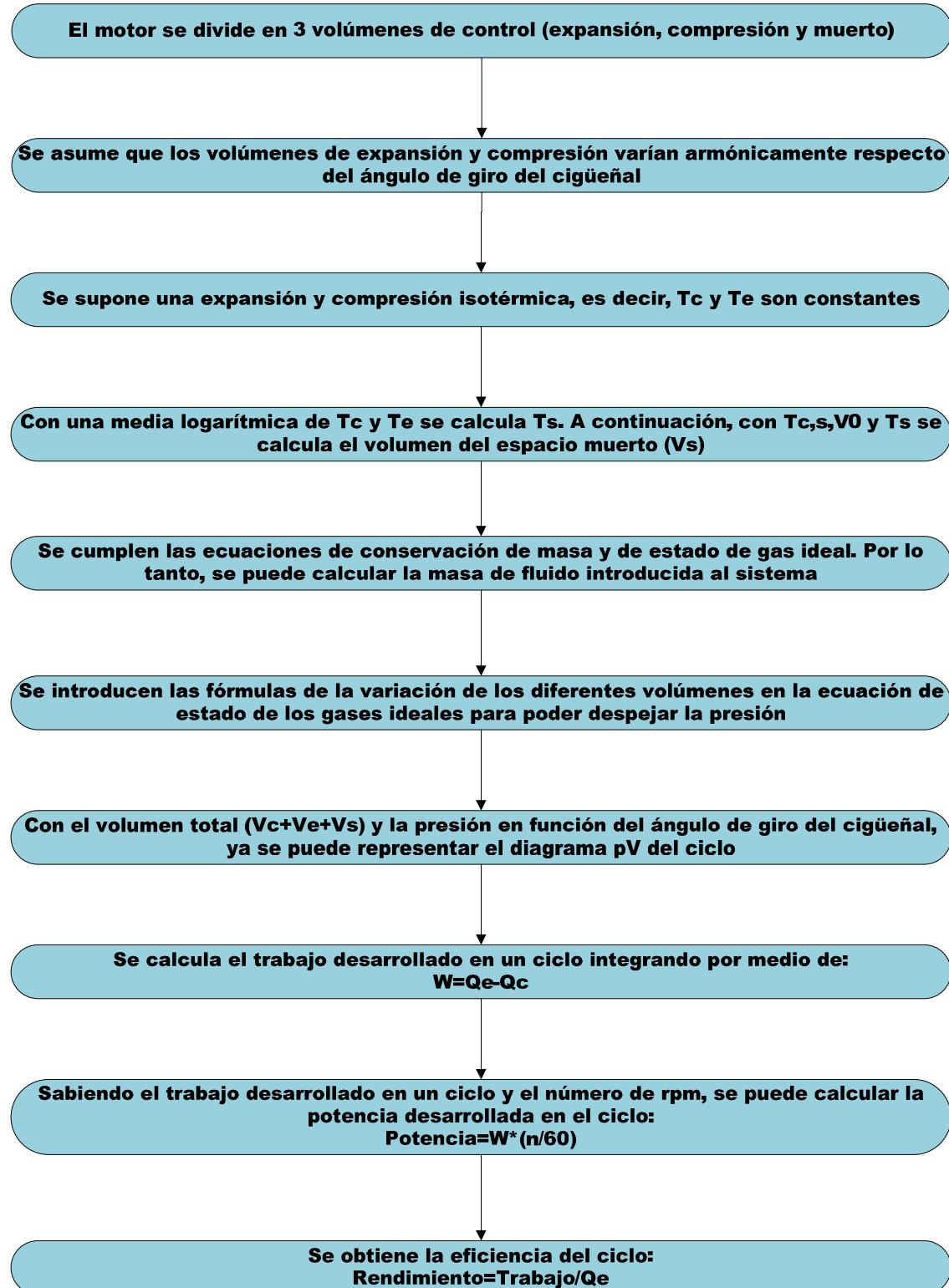


Figura 29- Algoritmo de resolución del método de Schmidt

ANEXO III. PROGRAMA *Simulación Motor Stirling-Método Schmidt.EES*

En este anexo se muestran las diferentes variables que maneja el programa (Ver *Tabla 3*), el algoritmo del programa (Ver *Figura 30*), el interfaz con el usuario (Ver *Figura 31*), la tabla paramétrica que genera el programa (Ver *Tabla 4*) y los diagramas generados (Ver *Figuras 32,33 y 34*).

III.1. VARIABLES DEL PROGRAMA

Es importante destacar en este anexo que las unidades con las que trabaja el programa son: masa en gramos, presión en atmósferas, ángulos en grados, temperatura en grados Kelvin, volúmenes en cm cúbicos, potencia en W y trabajo en J.

Las variables que se presentan en el programa se pueden ver en la *Tabla 3*:

Variables	Definición
R\$	Sustancia de trabajo del motor. El usuario puede elegir entre aire, nitrógeno, hidrógeno y helio.
V0	Máximo volumen de expansión (2 x amplitud) [cm ³]
A	Ángulo de giro del cigüeñal [°]. Éste es 0 cuando Ve=V0
Ve	Volumen de expansión del motor en función de α [cm ³]
Φ	Desfase del ángulo del volumen de compresión respecto el volumen de expansión (suele tomar valores entre 90° y 110°)
Vc	Volumen de compresión del motor en función de α y de ϕ [cm ³]
W	Relación de amplitud entre el volumen de compresión y expansión Valor usual: 0,9
Tc	Temperatura de compresión Valores usuales: 300 K – 350 K
Te	Temperatura de expansión Valores usuales: 900 K – 1000K
Ts	Temperatura en el volumen muerto. Se obtiene como: $\frac{Tc+Te}{2}$ [K]
T	Ratio de temperaturas: $\frac{Tc}{Te}$
S	Constante para el cálculo del Vs: $s = \frac{Vs Tc}{V0 Ts}$ Valor usual: 0,1
Vs	Volumen del volumen muerto [cm ³]
N	Velocidad de giro del motor [rpm]
P presurización	Presión a la que se introduce el gas [atm]
T ambiente	Temperatura a la que se encuentra el motor sin estar en funcionamiento [K]

V motor	Volumen del motor $V_{motor} = V_0 + wV_0 \frac{(1 + \cos(-\phi))}{2} + V_s$ $[cm^3]$
Mt	Masa total de gas que se introduce en el motor [gramos]
Θ	Ángulo en el que la presión es mínima [°]
Ψ	Ángulo en el que el volumen total es máximo [°]
Vt	Suma de $V_e + V_c + V_s$. Evoluciona con movimiento armónico debido a V_e y V_c $[cm^3]$
X\$	Variable condicional que depende de Ψ y θ : <ul style="list-style-type: none"> - Si $\theta > \Psi \rightarrow X\\$ =$ Se comporta como un motor - Si $\theta = \Psi \rightarrow X\\$ =$ El trabajo es nulo - Si $\theta < \Psi \rightarrow X\\$ =$ Se comporta como una bomba de calor
P	Presión del motor, que varía armónicamente [atm]
Pmin	Presión mínima [atm]
Pmax	Presión máxima [atm]
Pm	Presión media [atm]
Qe	Calor absorbido a la temperatura T_e [J]
Qc	Calor expulsado a la temperatura T_c [J]
Trabajo	Trabajo realizado por el motor [Julios]
Potencia	Potencia desarrollada por el motor [W]
H	Rendimiento [%]

Tabla 3- Variables del programa

III.2. ALGORITMO Y CÓDIGO DEL PROGRAMA

En este anexo se muestra el algoritmo que sigue el programa (Ver *Figura 30*) y el código que se ha implementado.

III.2.1. ALGORITMO

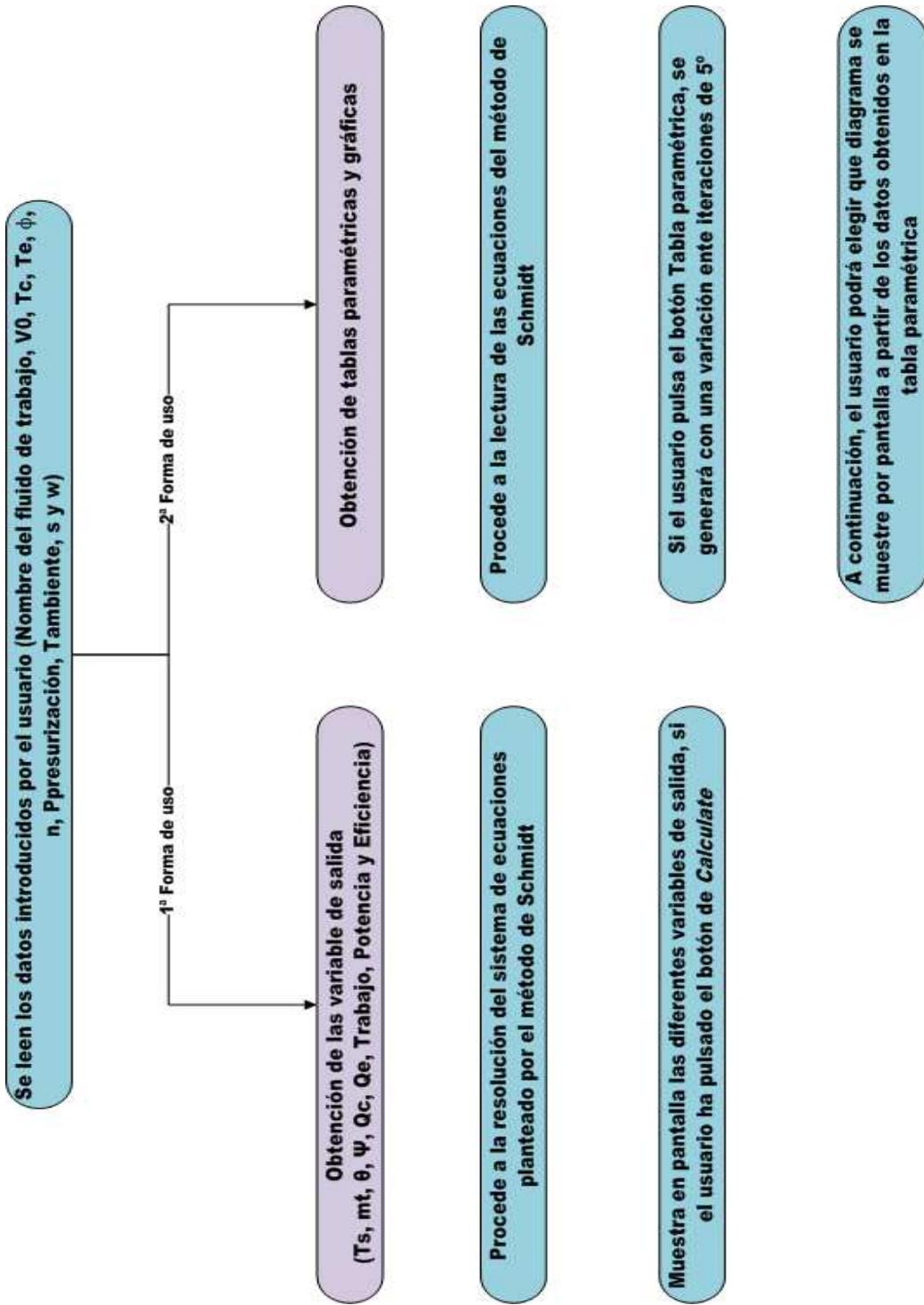


Figura 30- Algoritmo del programa

III.2.2. CÓDIGO

"SIMULACIÓN DEL CICLO DE STIRLING SEGÚN EL MÉTODO SCHMIDT"

{Las variables de entrada del sistema serán:

-R\$:=gas que se introduce

-V0

-Tc

-Te

-s

-w

-n

-phi

-Ppresurización

-Temperatura ambiente}

tau=Tc/Te

"Volúmenes de expansión y compresión"

Ve=V0*(1+cos(alpha))/2 "volumen de expansión"

Vc=w*V0*(1+cos(alpha-phi))/2 "ángulo de disminución de la fase del Vc respecto el Ve"

"Para calcular el volumen del espacio muerto"

Ts=(Te-Tc)/ln(Te/Tc) "en K"

s=Vs*Tc/(V0*Ts)

"A continuación, se aplica la ecuación de gas ideal, poniendo la constante de los gases en las unidades del sistema (R) "

R=82,0562 " en atm cm³ mol⁻¹ K⁻¹"

Vmotor=V0+w*V0*(1+cos(-phi))/2+Vs "Ve(alpha=0)+Vc(alpha=0)+Vs"

Ppresurización*Vmotor=(mt/MolarMass(R\$))*R*Tambiente

"Constante C que depende de V0 y Tc"

C=2*R*Tc*mt/(MolarMass(R\$)*V0)

"Ángulo theta que indica la posición en la que la presión es mínima"

x=(w*sin(phi))/(tau+w*cos(phi))

y=arctan(x)

theta=if(y;0;-y;y;y)

"Volumen total"

Vt=Ve+Vc+Vs

"Ángulo donde el volumen es máximo (psi), se calcula a partir de la derivada con respecto a alpha del Volumen total y ello se iguala a 0"

0=(1/2)*V0*(w*sin(psi-phi)+sin(psi))

"Presión, presión media, presión máxima y presión mínima"

A=(tau^2+w^2+2*tau*w*cos(phi))^(0,5)

B=tau+w+2*s

delta=A/B

e=delta/2

pmin=C/(B*(1+delta))

pmax=C/(B*(1-delta))

pm=C/(B*(1-delta^2)^0,5)

p=pm*(1-2*e*cos(alpha-theta))

" Comportamiento como motor o bomba de calor"

X\$=if\$(psi;theta;'Se comporta como un motor';'El trabajo es nulo';'Se comporta como una bomba de calor')

"Calores, Trabajo y Potencia-----se multiplican por el factor 0,101325 para pasar de atm*cm cúbico a Julios. 1 Julio=0,00987 atm*litro pasando esos litros a cm cúbicos dividiendo entre 1000, se obtiene que 1 atm*cm cúbico=0,101325 julios"

$$Qe = \pi * V0 * pm * e * \sin(\theta) * 0,101325$$

$$Qc = -\pi * V0 * pm * e * \tau * \sin(\theta) * 0,101325$$

$$\text{Trabajo} = \pi * V0 * pm * e * (1 - \tau) * \sin(\theta) * 0,101325$$

$$\text{Potencia} = \text{Trabajo} * (n / 60)$$

"Rendimiento"

$$\eta = (\text{Trabajo} / Qe) * 100$$

Simulación del motor Stirling según el método Schmidt

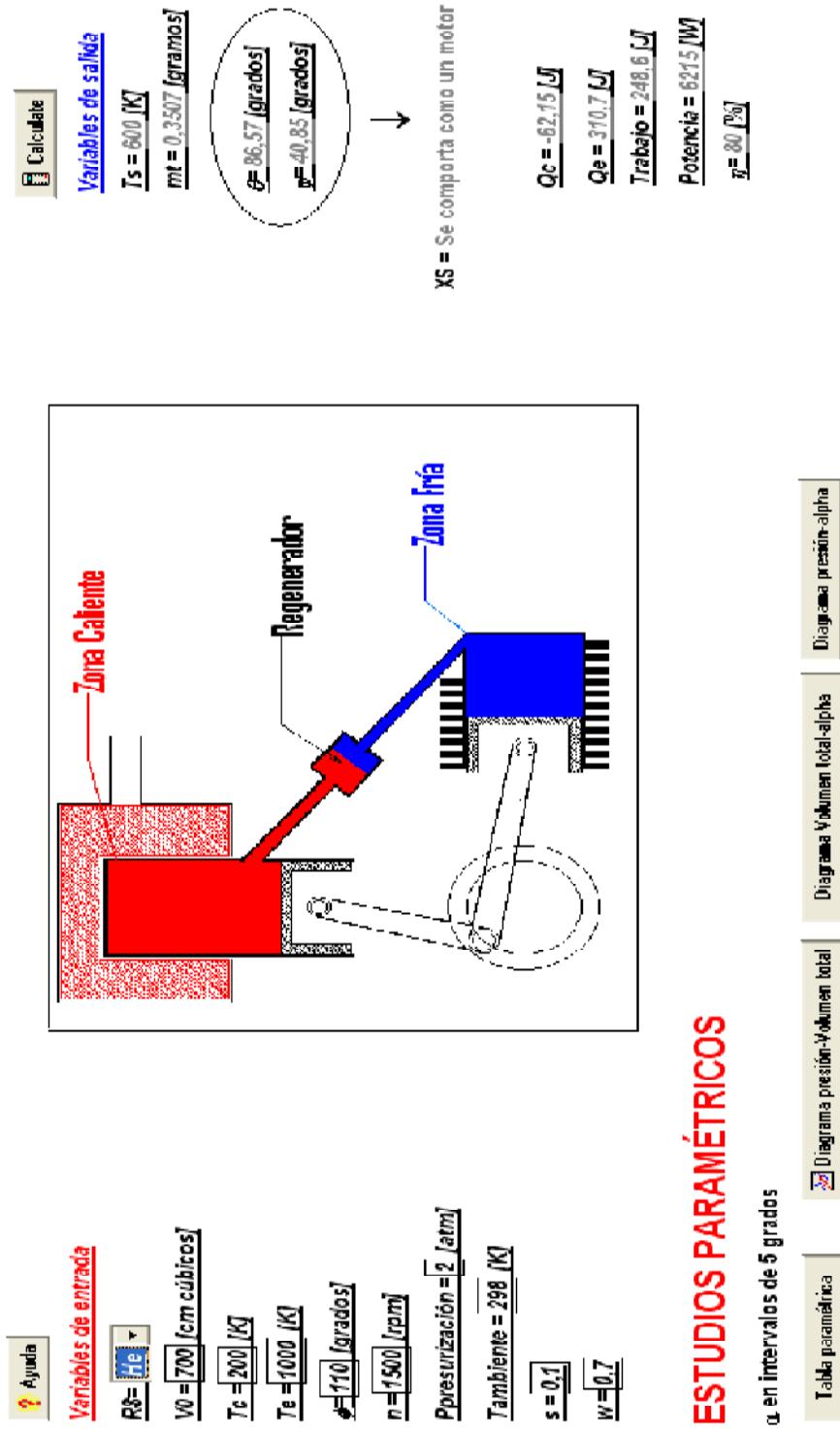


Figura 31-Interfaz

III.4. TABLA PARAMÉTRICA DEL PROGRAMA

La *Tabla 4* muestra la tabla que se crea cuando el usuario pulsa el comando *Tabla paramétrica* en el programa. La tabla continúa hasta la iteración 73 (Run 73), porque va variando el ángulo del cigüeñal de 5 en 5 grados hasta los 360°.

1 1..73	2 α [grados]	3 V_t [cm cúbicos]	4 V_e [cm cúbicos]	5 V_c [cm cúbicos]	6 p [atm]
Run 1	0	1071	700	161,2	4,497
Run 2	5	1090	698,7	181,6	4,255
Run 3	10	1107	694,7	202,5	4,015
Run 4	15	1122	688,1	223,6	3,781
Run 5	20	1134	678,9	245	3,553
Run 6	25	1144	667,2	266,4	3,334
Run 7	30	1151	653,1	287,5	3,125
Run 8	35	1155	636,7	308,4	2,928
Run 9	40	1157	618,1	328,8	2,743
Run 10	45	1156	597,5	348,5	2,574
Run 11	50	1152	575	367,5	2,42
Run 12	55	1146	550,8	385,5	2,284
Run 13	60	1137	525	402,5	2,165
Run 14	65	1126	497,9	418,2	2,066
Run 15	70	1112	469,7	432,7	1,986
Run 16	75	1096	440,6	445,7	1,927
Run 17	80	1078	410,8	457,2	1,888
Run 18	85	1058	380,5	467	1,871
Run 19	90	1035	350	475,2	1,875
Run 20	95	1011	319,5	481,7	1,9
Run 21	100	985,5	289,2	486,3	1,946

Tabla 4- Tabla paramétrica del programa

III.5. DIAGRAMAS QUE GENERA EL PROGRAMA

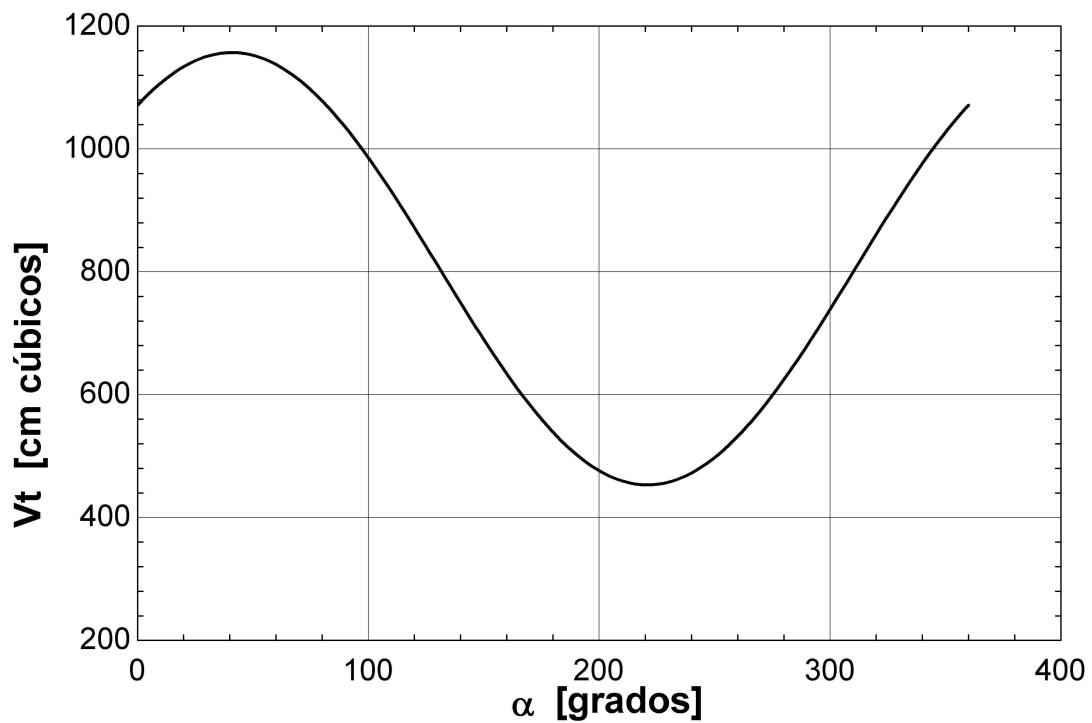


Figura 32- Volumen total en función del ángulo del cigüeñal

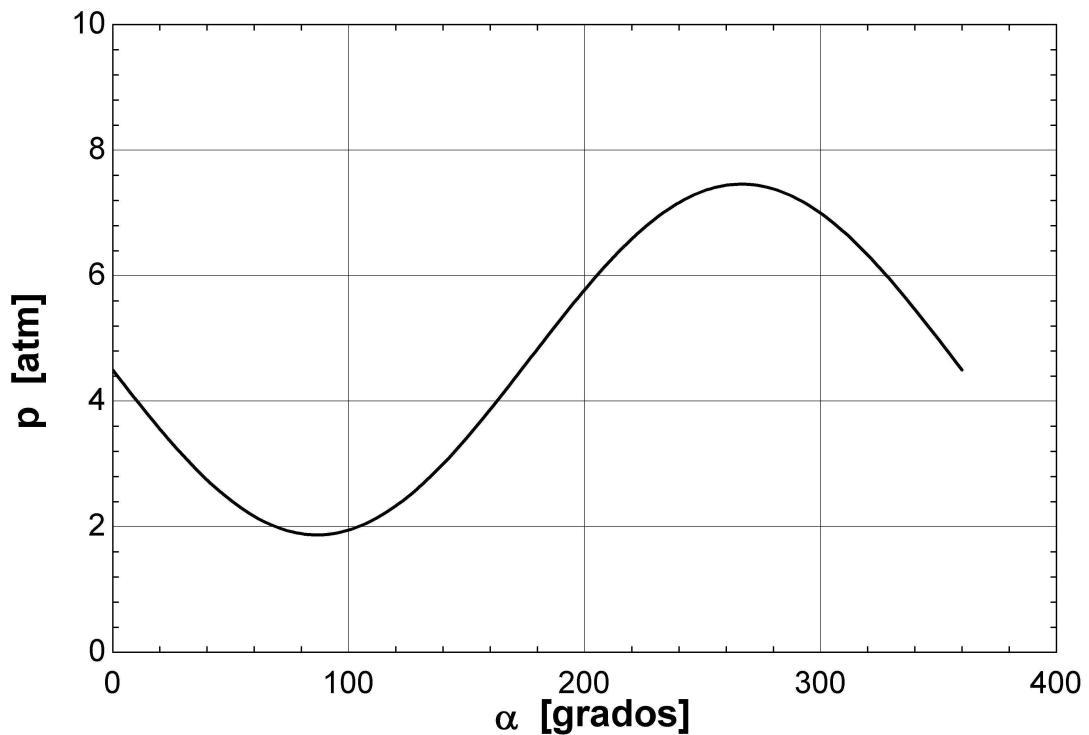


Figura 33- Presión en función del ángulo del cigüeñal

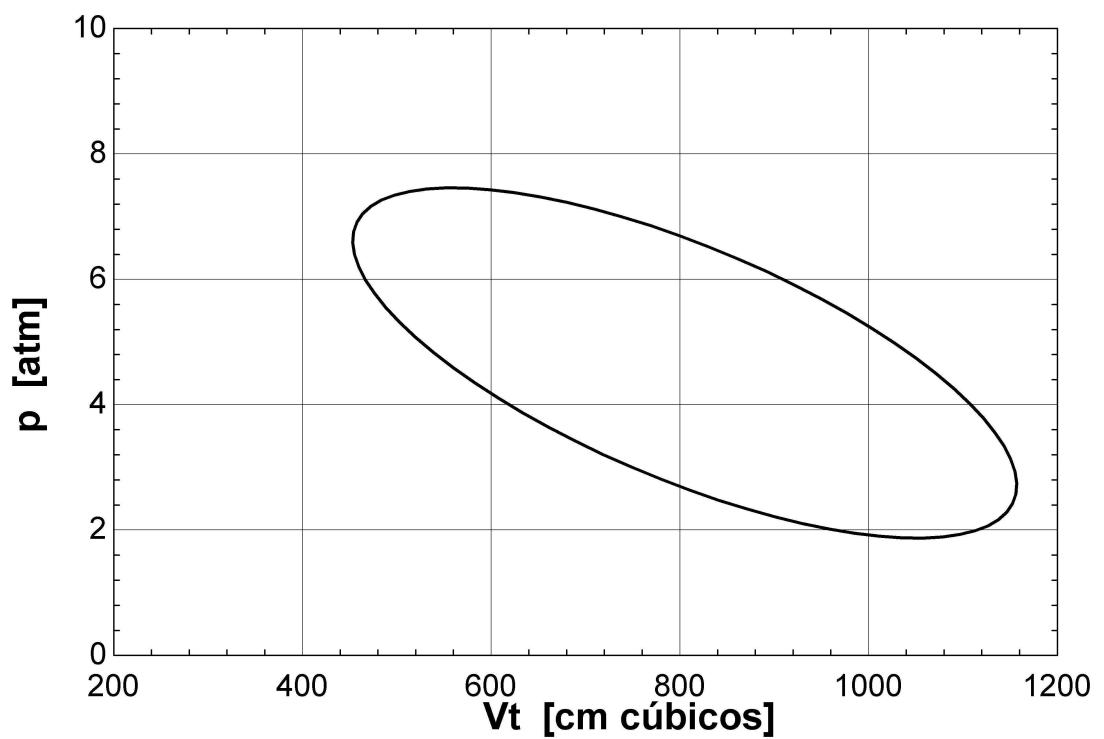


Figura 34- Presión en función del volumen total

III.6. MANUAL DE AYUDA PARA EL USUARIO

El programa se ha desarrollado para poder usarlo de dos formas: obtención de variables de salida y obtención de tablas paramétricas y gráficas.

III.6.1. OBTENCIÓN DE LAS VARIABLES DE SALIDA

De esta forma, el usuario puede introducir diferentes valores a las variables de entrada y observar los cambios que ellos producen en el ciclo en aspectos como: trabajo, potencia, eficiencia... (Ver *Figura 35*).

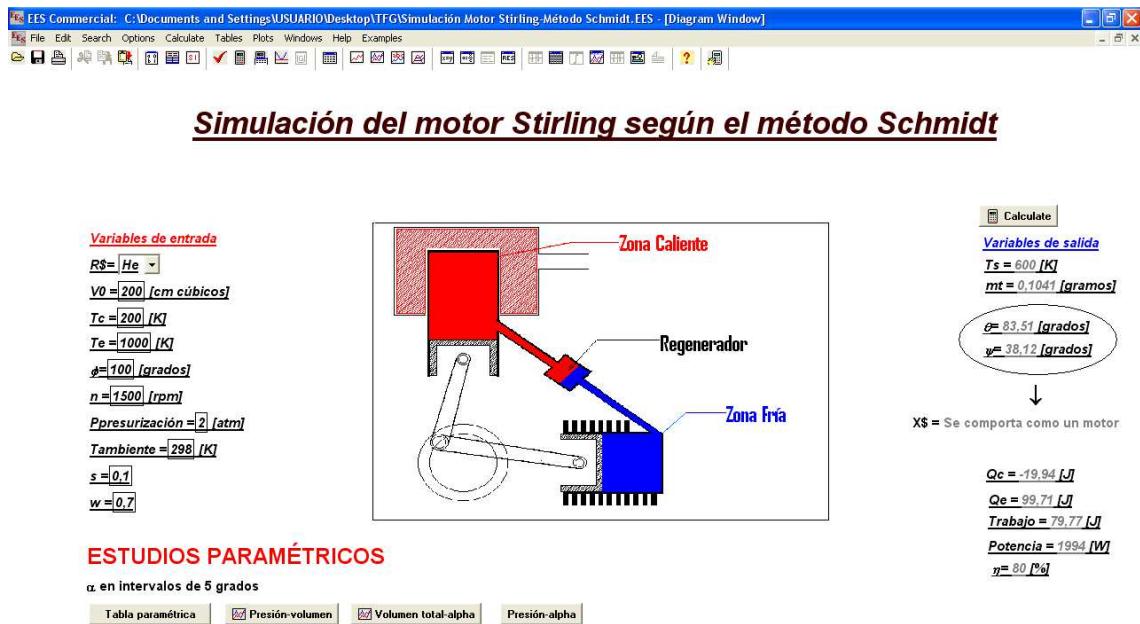


Figura 35-Interfaz con el usuario

Para poder manejar el programa, se deben seguir los siguientes pasos:

1. Abrir el documento *Simulación Motor Stirling-Método Schmidt.EES*.
2. Para acceder a la pantalla de la *Figura 35*, se debe pulsar en la barra de herramientas superior del programa EES el apartado Windows → Diagram Windows o directamente pulsando Ctrl+D (Ver *Figura 36*).

Este paso también se deberá realizar si en algún momento o por alguna causa desapareciese la pantalla mostrada en la *Figura 35*.

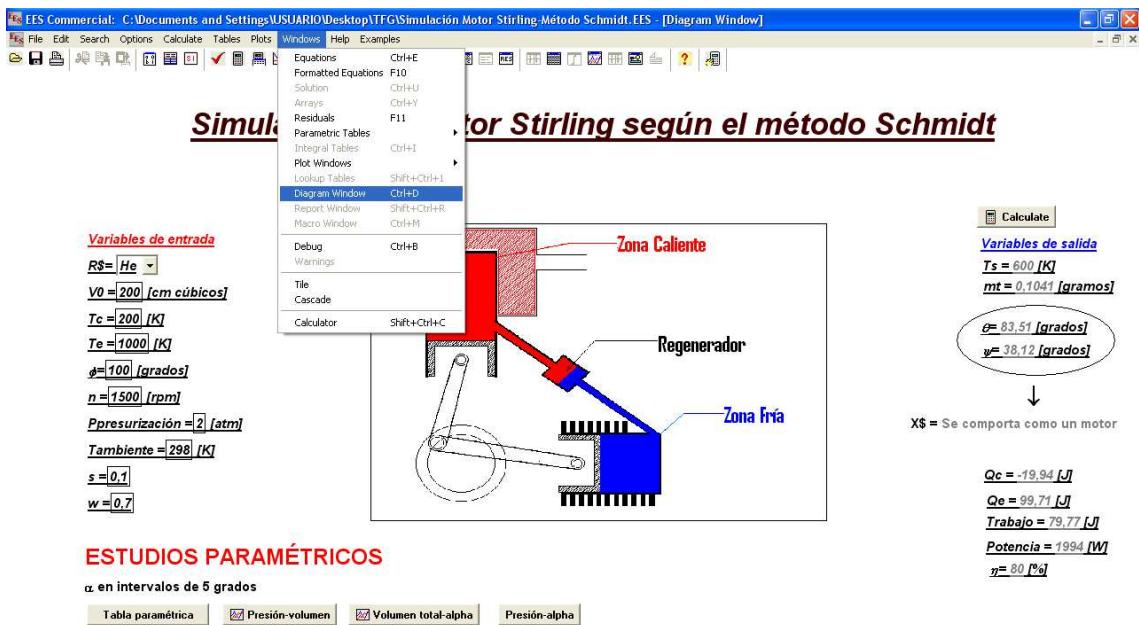


Figura 36- Acceso a Diagram Window

- A continuación, se pueden variar las diferentes variables de entrada, que aparecen a la izquierda de la pantalla (Ver Figura 36).

ATENCIÓN: si en la pantalla aparece la barra de herramientas de la Figura 37, el programa no deja cambiar los valores de las variables. Lo único que se debe hacer en este caso, es cerrar dicha barra de herramientas.



Figura 37- Barra de herramientas

- Después de haber insertado los valores de entrada, se debe pulsar el comando *Calculate* (que aparece encima de las variables de salida, a la derecha de la pantalla) para que el programa proceda a realizar los cálculos.

ATENCIÓN: una vez pulsado el comando *Calculate* aparecerá una ventana similar a la de la *Figura 38*, que quiere decir que hay una variable a la que no se le ha asignado un valor. Esta variable es a , que no es necesario darle un valor en estos momentos, ya que, para la implementación del apartado de realización de tablas paramétricas y diagramas, ya se le asignará valores en la tabla paramétrica. El usuario ante este aviso pulsará el comando *Yes* para continuar.

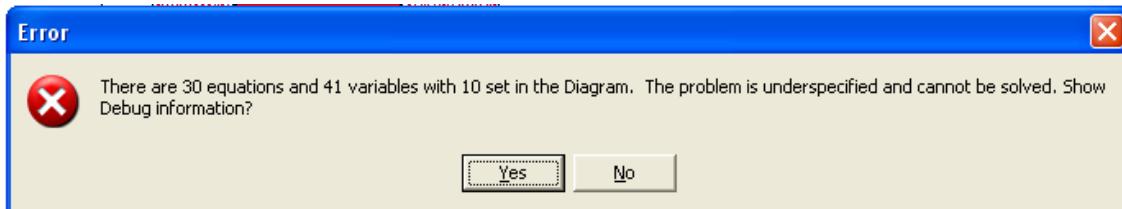


Figura 38- Error

III.6.2. OBTENCIÓN DE TABLAS PARAMÉTRICAS Y GRÁFICAS

De esta forma, el usuario puede observar como varían las diferentes variables del sistema creando una tabla paramétrica, en la que va variando el ángulo de cigüeñal a lo largo de los 360° del ciclo. También, se pueden generar los diagramas p-v, Vt- α y p- α .

Los tres primeros pasos a seguir son iguales que en el apartado de obtención de variables de salida:

1. Abrir el documento *Simulación Motor Stirling-Método Schmidt.EES*.
2. Para acceder a la pantalla de la *Figura 35*, se debe pulsar en la barra de herramientas superior del programa EES el apartado Windows → Diagram Windows o directamente pulsando Ctrl+D.
Este paso también se deberá realizar si en algún momento o por alguna causa desapareciese la pantalla del interfaz con el usuario.
3. A continuación, se pueden variar las diferentes variables de entrada, que aparecen a la izquierda de la pantalla.

ATENCIÓN: si en la pantalla aparece la barra de herramientas del Diagram Window (*Figura 37*), el programa no dejará cambiar los valores de las variables. Lo único que se deberá hacer en este caso, es cerrar dicha barra de herramientas.

4. A continuación, se puede proceder al cálculo de la tabla paramétrica pulsando en la parte inferior de la pantalla el botón denominado *Tabla paramétrica*, que aparece en la *Figura 39*.

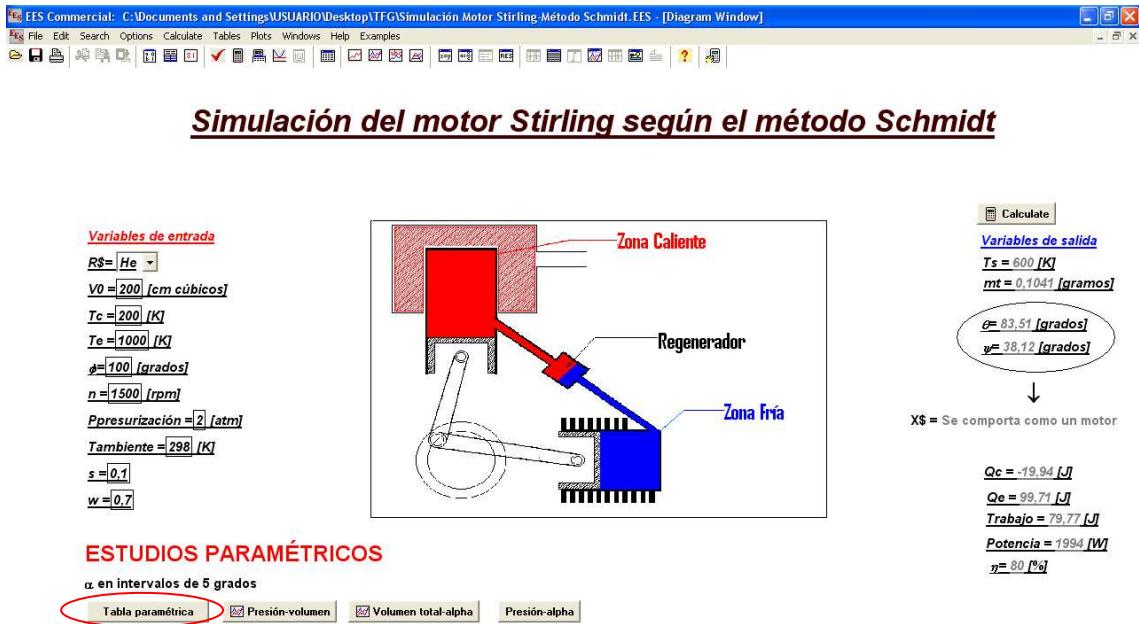


Figura 39- Tabla paramétrica

ATENCIÓN: Si aparece la pantalla de la tabla paramétrica y posteriormente desaparece, no significa que el programa haya eliminado dicha tabla. Se podrá acceder a ella de nuevo pulsando en la barra de herramientas superior del EES: Windows → Parametric Tables → Table 1.

5. Por último, se pueden realizar diferentes diagramas (presión-volumen total; presión- α ; volumen total- α). Se obtendrán pulsando sobre las diferentes pestañas que aparecen en la parte inferior del programa, dando como resultado un diagrama como en la Figura 40:

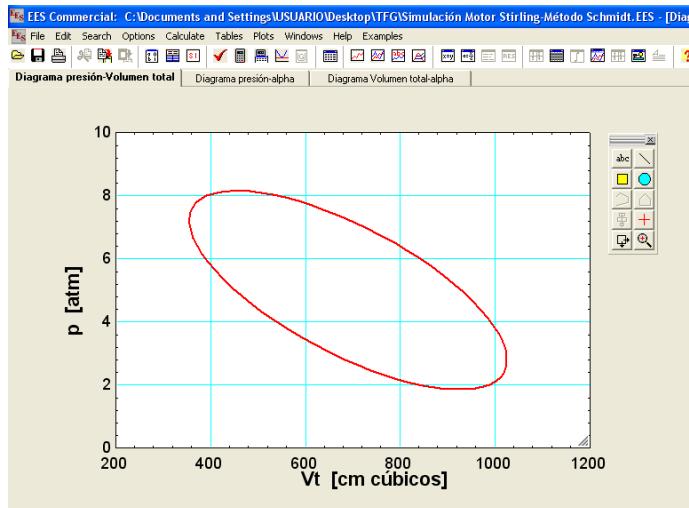


Figura 40-Diagrama p - Vt

Si desapareciese la pantalla donde aparece el diagrama, se podría volver a ella, pulsando en la barra de herramientas superior Windows → Plot Windows → Diagrama que se haya elegido.

ANEXO IV. ESTUDIOS PARAMÉTICOS

En este anexo, se exponen todos los estudios paramétricos realizados con el programa como se menciona en el apartado 7. *Resultados y análisis* de la memoria.

IV.1. VARIACIÓN DE V0

1 1..9	2 V0	3 Qc	4 Qe	5 Trabajo	6 Potencia	7 η
Run 1	100	-19,73	65,78	46,05	1151	70
Run 2	200	-39,47	131,6	92,1	2302	70
Run 3	300	-59,2	197,3	138,1	3454	70
Run 4	400	-78,94	263,1	184,2	4605	70
Run 5	500	-98,67	328,9	230,2	5756	70
Run 6	600	-118,4	394,7	276,3	6907	70
Run 7	700	-138,1	460,5	322,3	8058	70
Run 8	800	-157,9	526,3	368,4	9210	70
Run 9	900	-177,6	592	414,4	10361	70

Tabla 5- Variación según V0

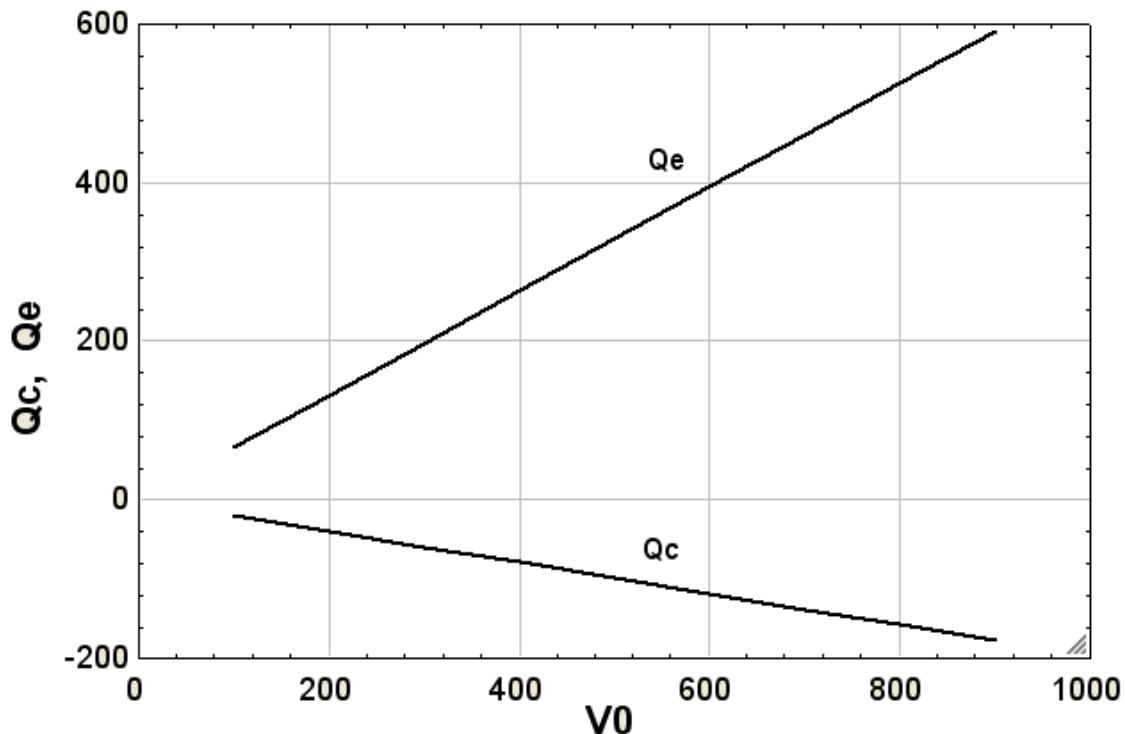


Figura 41- Qc y Qe en función de V0

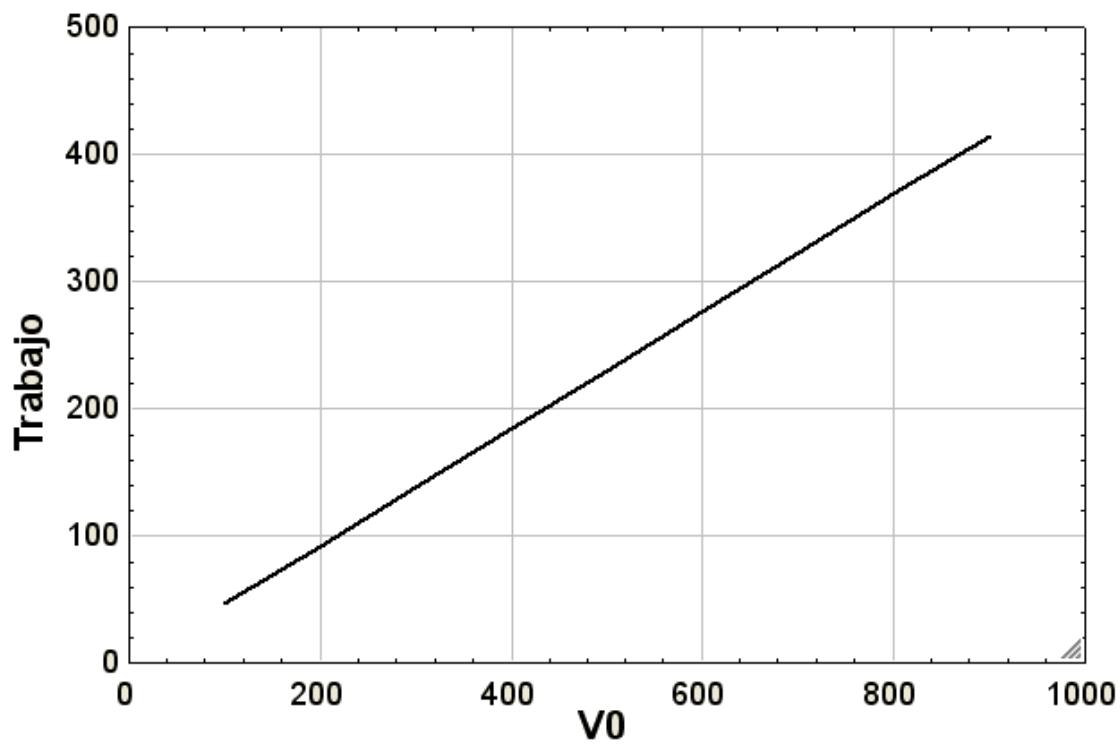


Figura 42- Trabajo en función de V_0

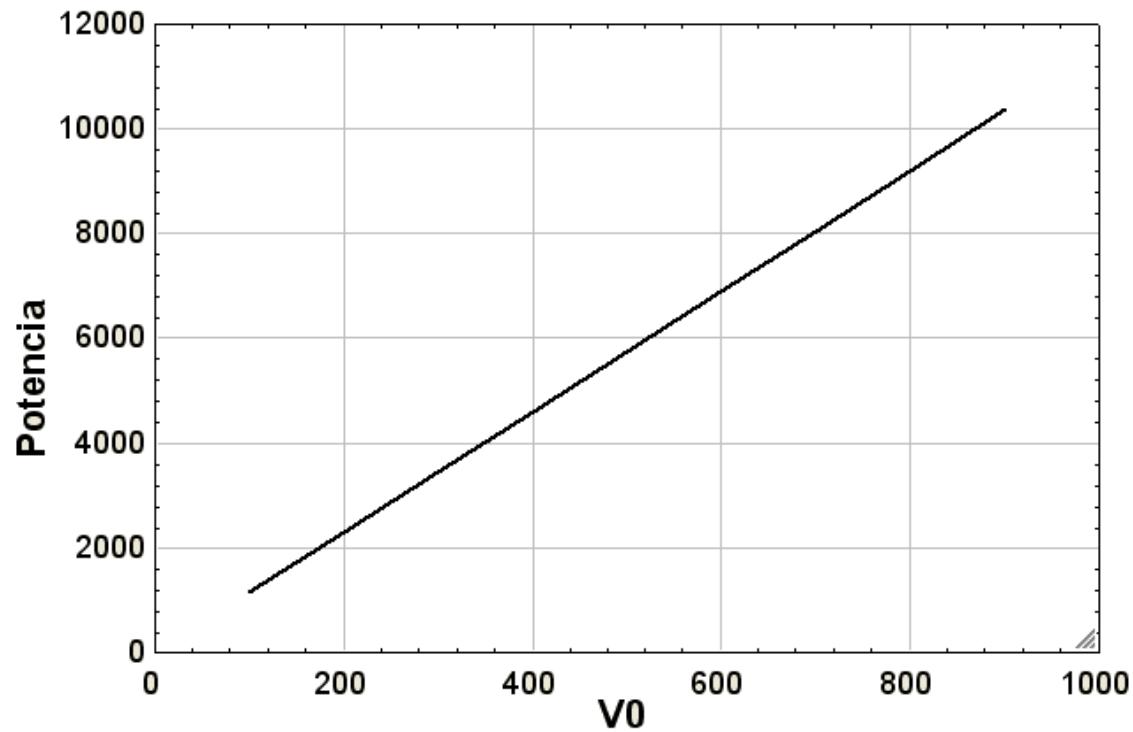


Figura 43- Potencia en función de V_0

IV.2.VARIACIÓN DE LA SUSTANCIA DE TRABAJO

1 1..4	R\$	Qc	Qe	Trabajo	Potencia	η	mt
Run 1	H2	-118,4	394,7	276,3	6907	70	0,1626
Run 2	He	-118,4	394,7	276,3	6907	70	0,3229
Run 3	N2	-118,4	394,7	276,3	6907	70	2,26
Run 4	Air	-118,4	394,7	276,3	6907	70	2,337

Tabla 6- Variación según la sustancia de trabajo

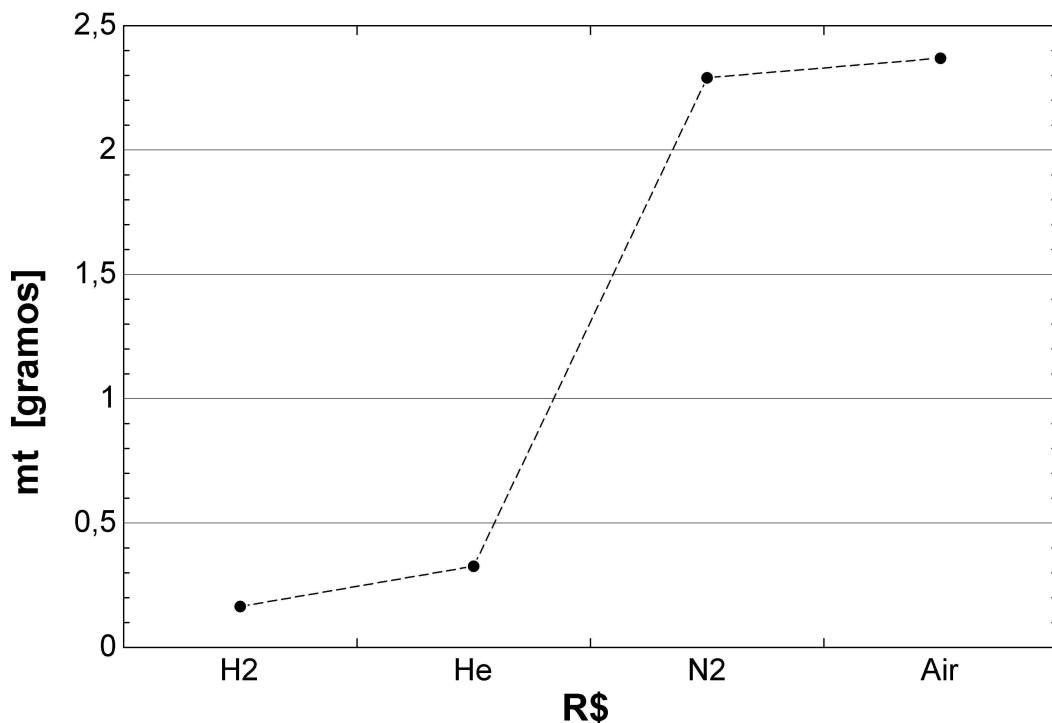


Figura 44- masa total en función de la sustancia de trabajo

IV.3. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE COMPRESIÓN (Tc)

1..10	1 Tc	2 Qc	3 Qe	4 Trabajo	5 Potencia	6 η
Run 1	293	-114,5	390,9	276,4	6910	70,7
Run 2	295	-115,6	392	276,4	6909	70,5
Run 3	297	-116,7	393,1	276,3	6909	70,3
Run 4	298	-117,3	393,6	276,3	6908	70,2
Run 5	299	-117,9	394,2	276,3	6908	70,1
Run 6	301	-119	395,2	276,3	6907	69,9
Run 7	303	-120,1	396,3	276,2	6905	69,7
Run 8	304	-120,6	396,8	276,2	6904	69,6
Run 9	306	-121,7	397,8	276,1	6903	69,4
Run 10	308	-122,9	398,9	276	6901	69,2

Tabla 7- Según Tc

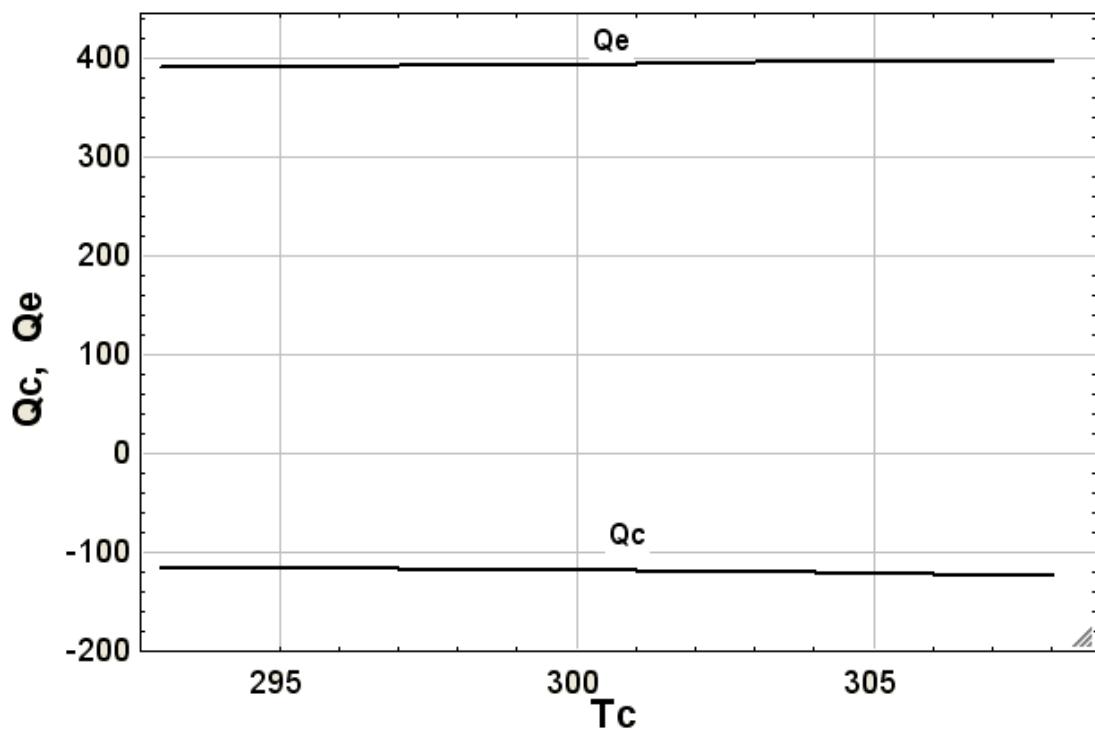


Figura 45- Qc y Qe en función de Tc

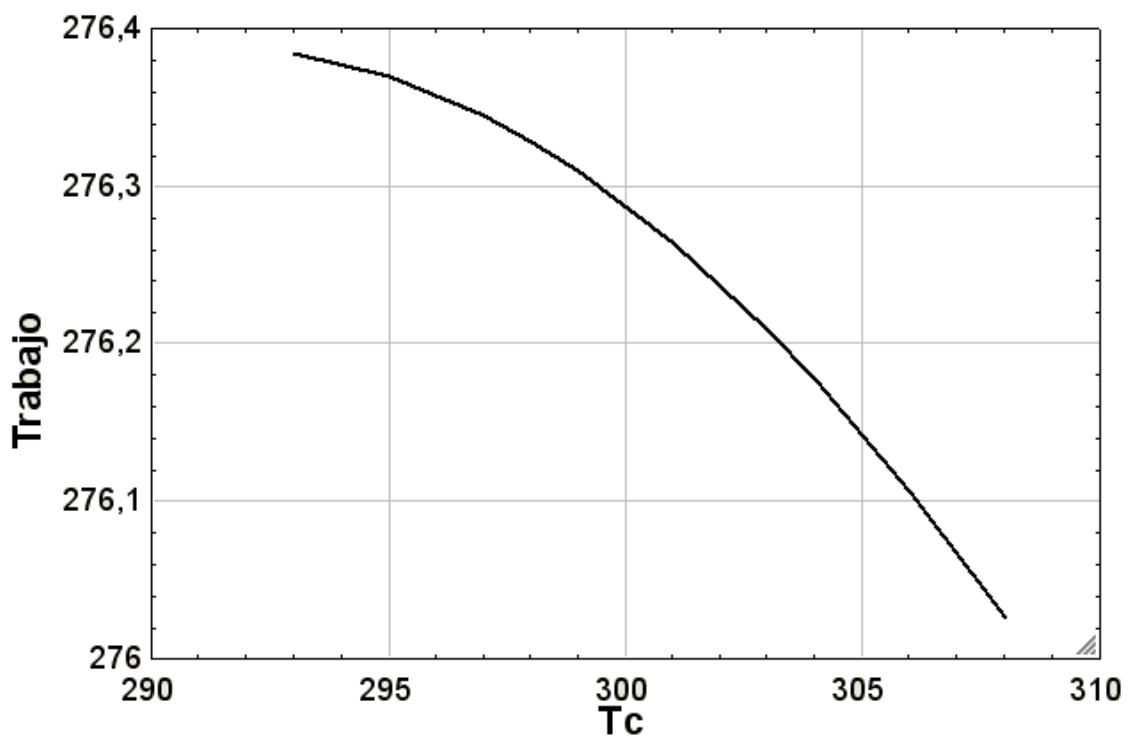


Figura 46- Trabajo en función de T_c

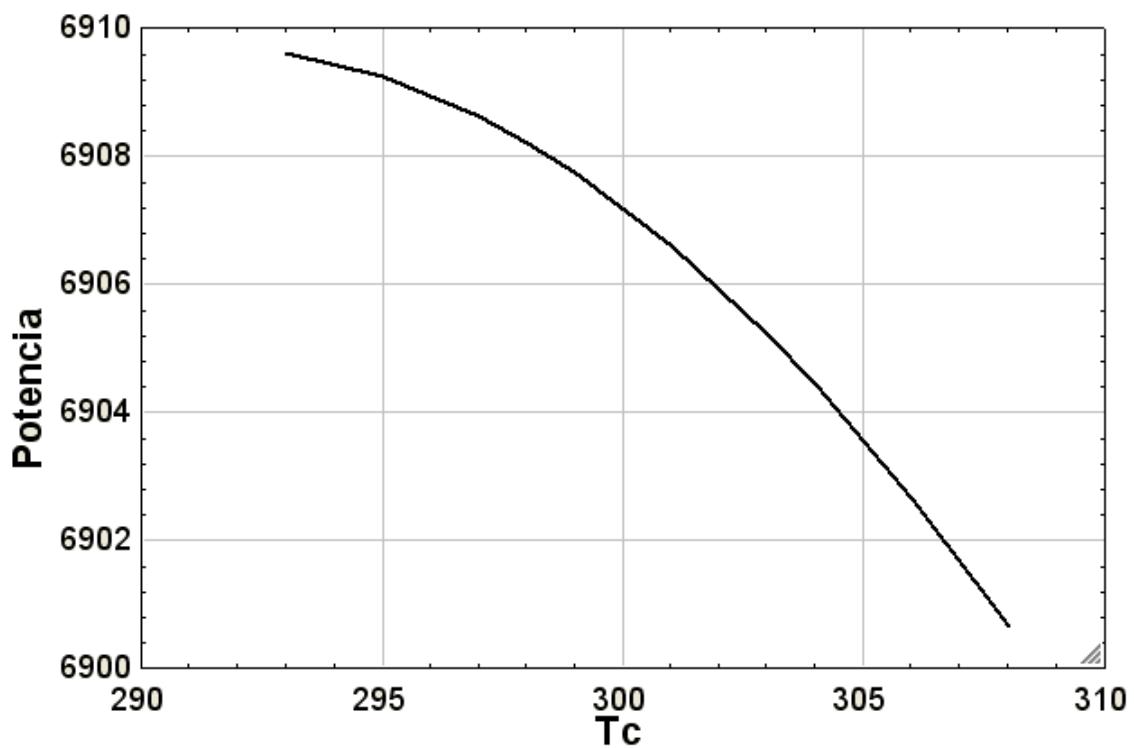


Figura 47-Potencia en función de T_c

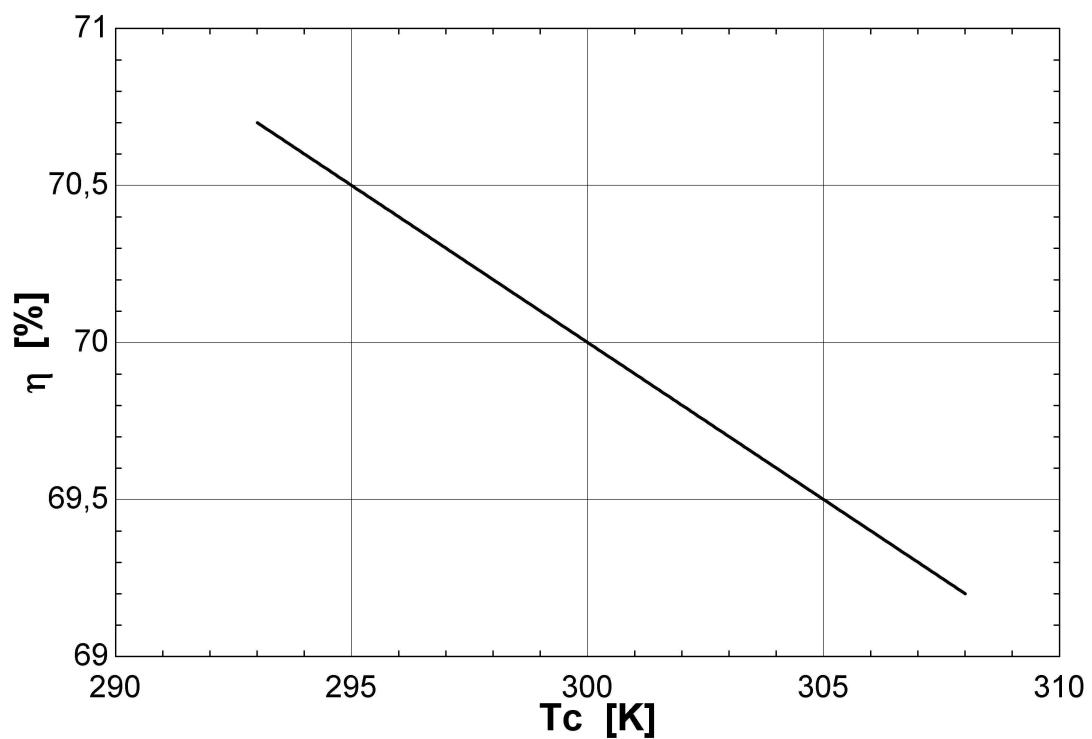


Figura 48-Rendimiento en función de T_c

IV.4. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE EXPANSIÓN (Te)

1..10	1 Te	2 Qc	3 Qe	4 Trabajo	5 Potencia	6 η
Run 1	800	-128,8	343,4	214,6	5366	62,5
Run 2	833,3	-126,9	352,6	225,7	5641	64
Run 3	866,7	-125,1	361,5	236,4	5910	65,39
Run 4	900	-123,4	370,2	246,8	6170	66,67
Run 5	933,3	-121,7	378,6	256,9	6422	67,86
Run 6	966,7	-120	386,8	266,7	6668	68,97
Run 7	1000	-118,4	394,7	276,3	6907	70
Run 8	1033	-116,9	402,4	285,5	7138	70,96
Run 9	1067	-115,3	410	294,8	7369	71,88
Run 10	1100	-113,8	417,3	303,5	7588	72,73

Tabla 8- Variación según Te

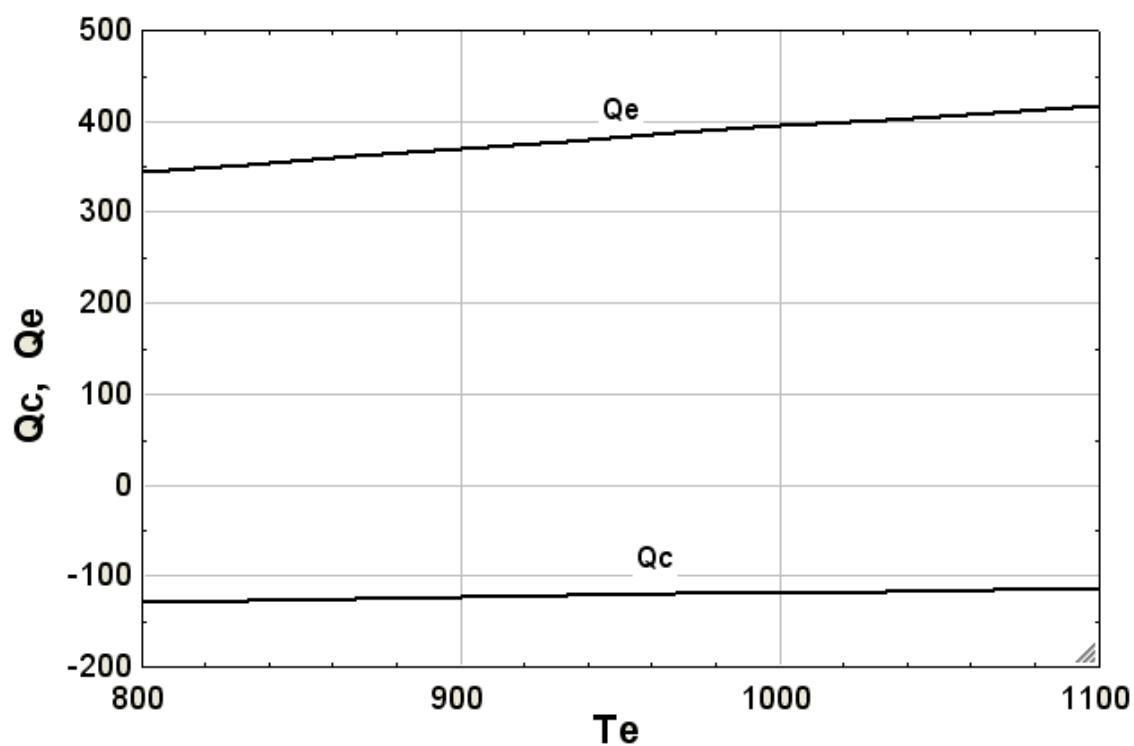


Figura 49- Qc y Qe en función de Te

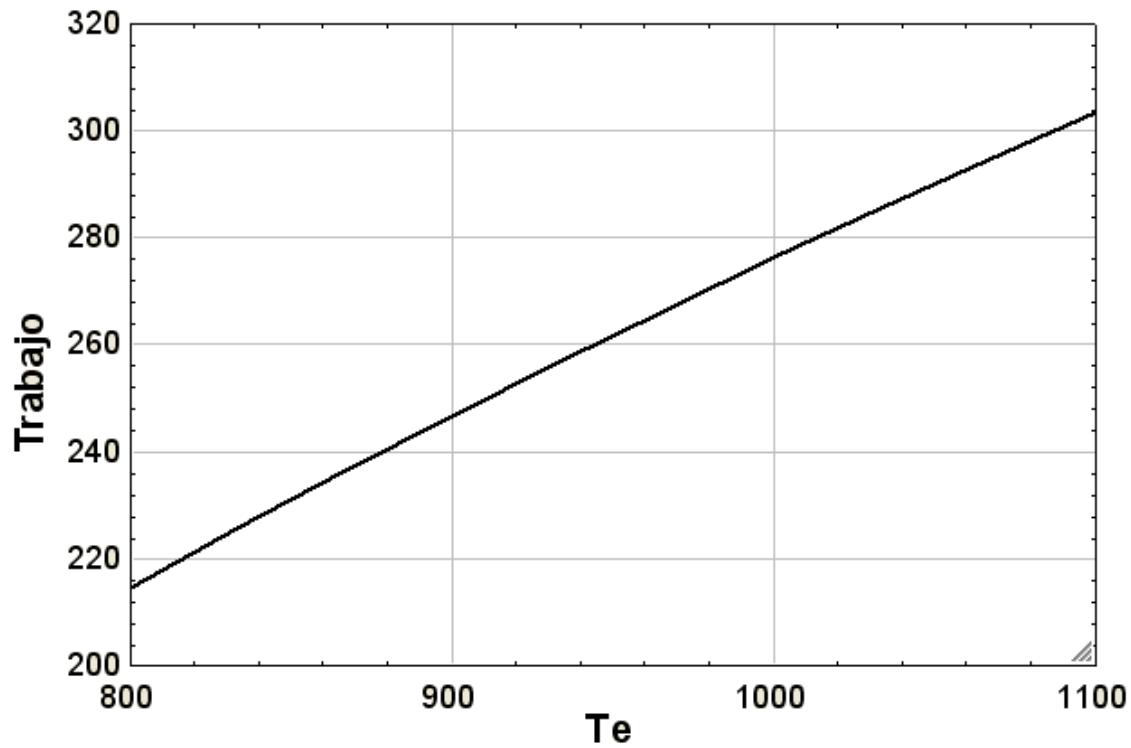


Figura 50- Trabajo en función de Te

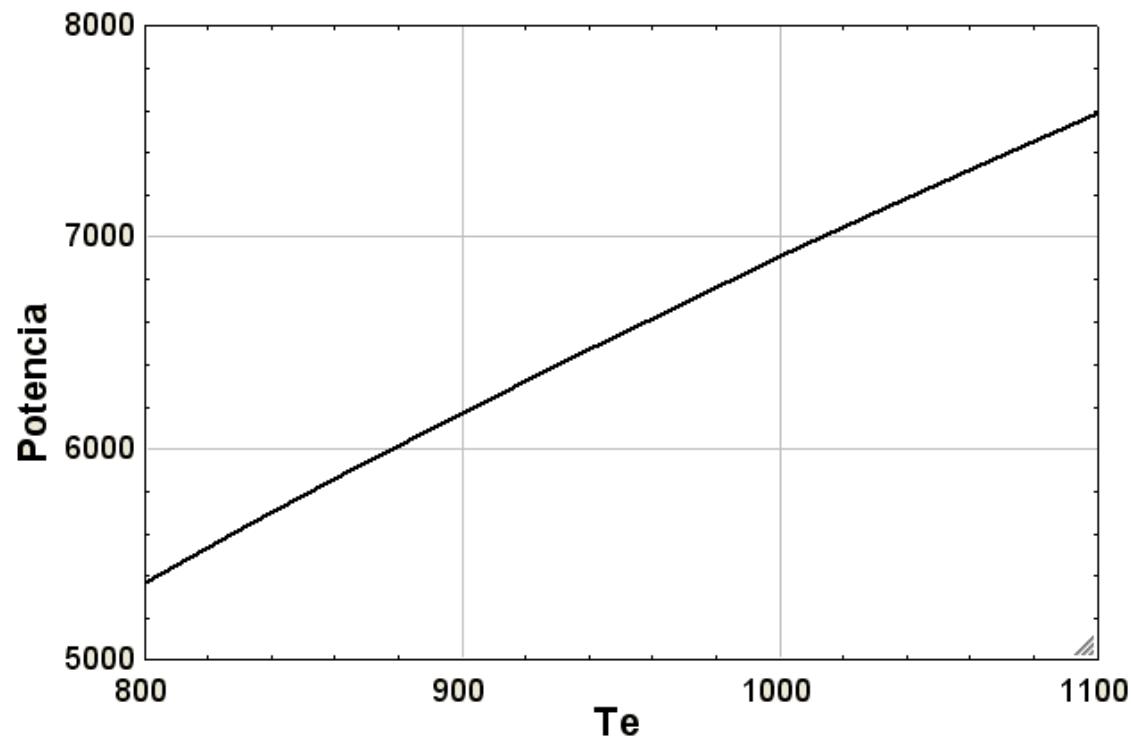


Figura 51- Potencia en función de Te

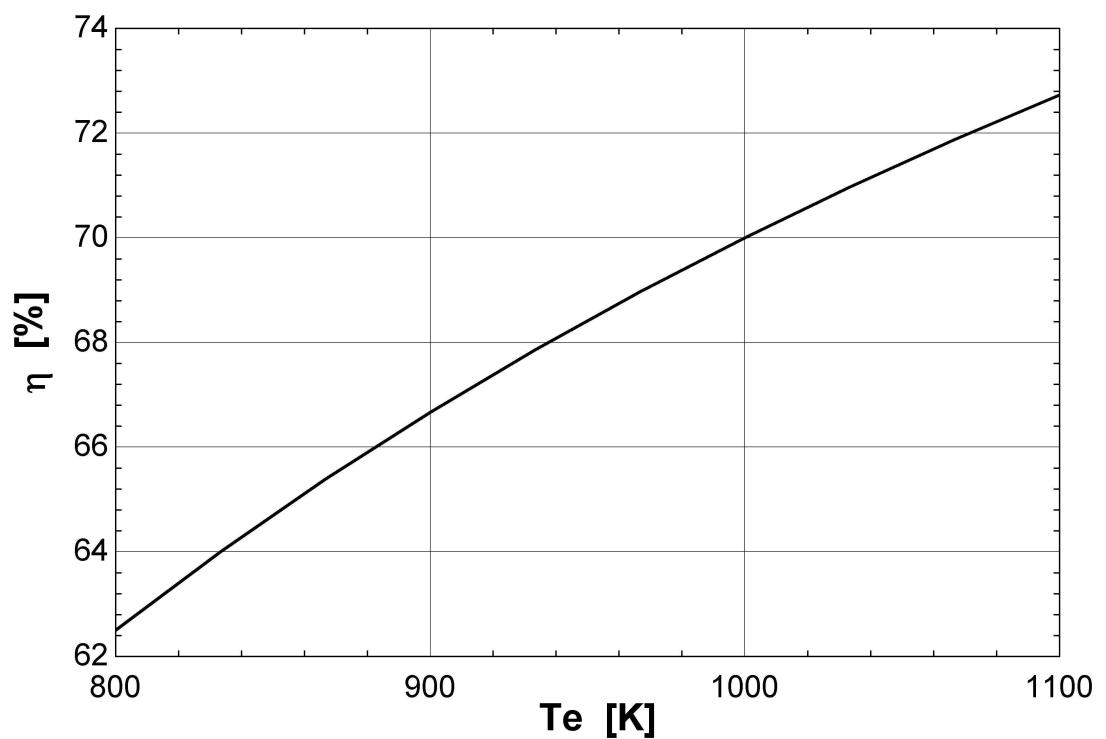


Figura 52- Rendimiento en función de T_e

IV.5. VARIACIÓN DEL PARÁMETRO “s”

1 1..10	2 s	3 Qc	4 Qe	5 Trabajo	6 Potencia	7 η
Run 1	0,1	-118,4	394,7	276,3	6907	70
Run 2	0,15	-103,7	345,7	242	6049	70
Run 3	0,19	-94,57	315,2	220,7	5516	70
Run 4	0,23	-87,05	290,2	203,1	5078	70
Run 5	0,28	-79,3	264,3	185	4626	70
Run 6	0,32	-74,09	247	172,9	4322	70
Run 7	0,37	-68,54	228,5	159,9	3998	70
Run 8	0,41	-64,89	215,6	151	3774	70
Run 9	0,46	-60,49	201,6	141,1	3528	70
Run 10	0,5	-57,52	191,7	134,2	3355	70

Tabla 9- Variación según "s"

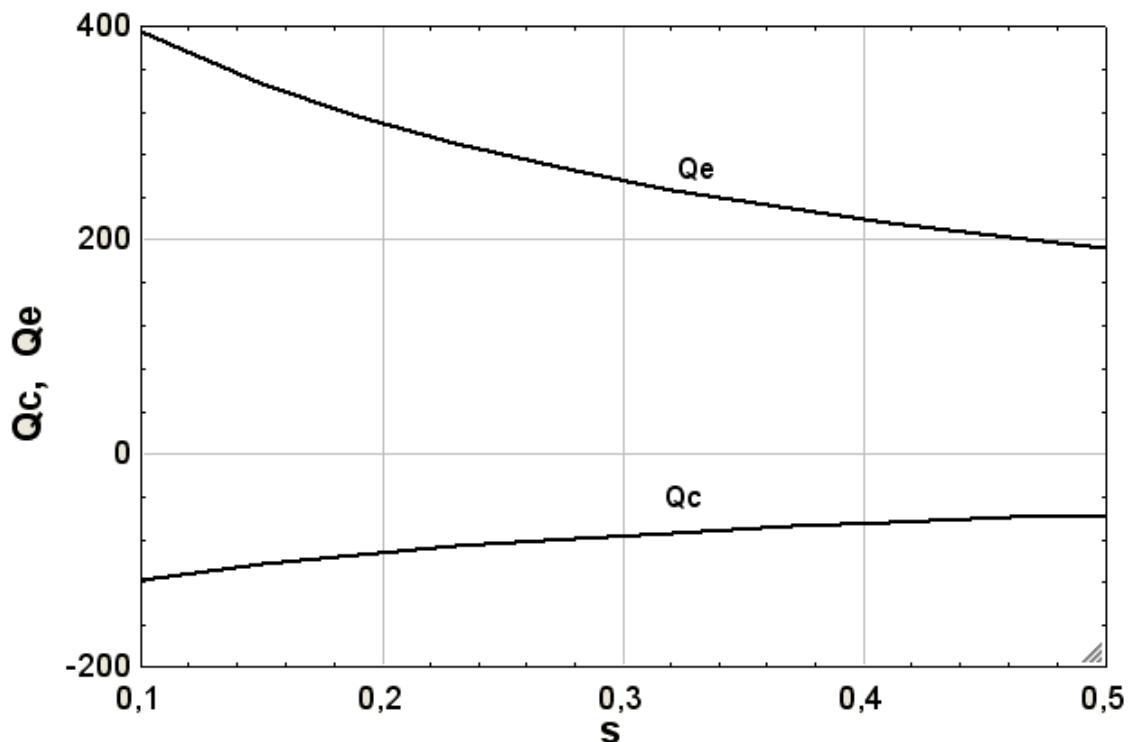


Figura 53- Qc y Qe en función de “s”

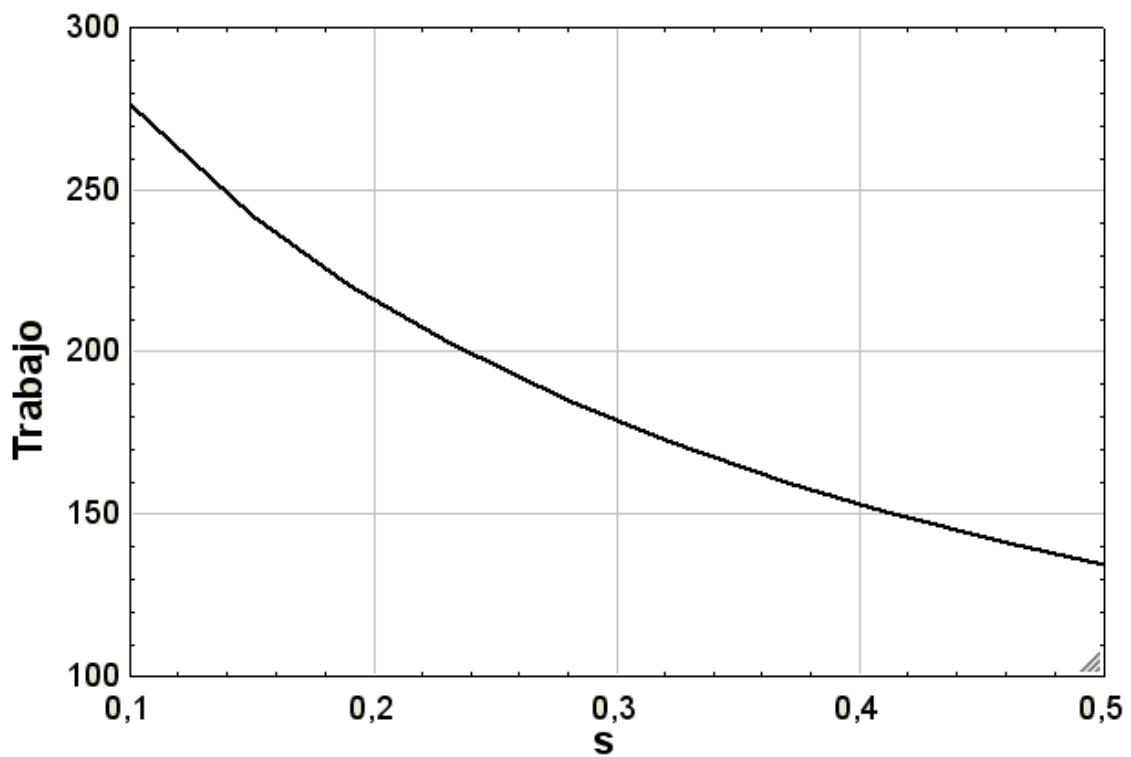


Figura 54- Trabajo en función de "s"

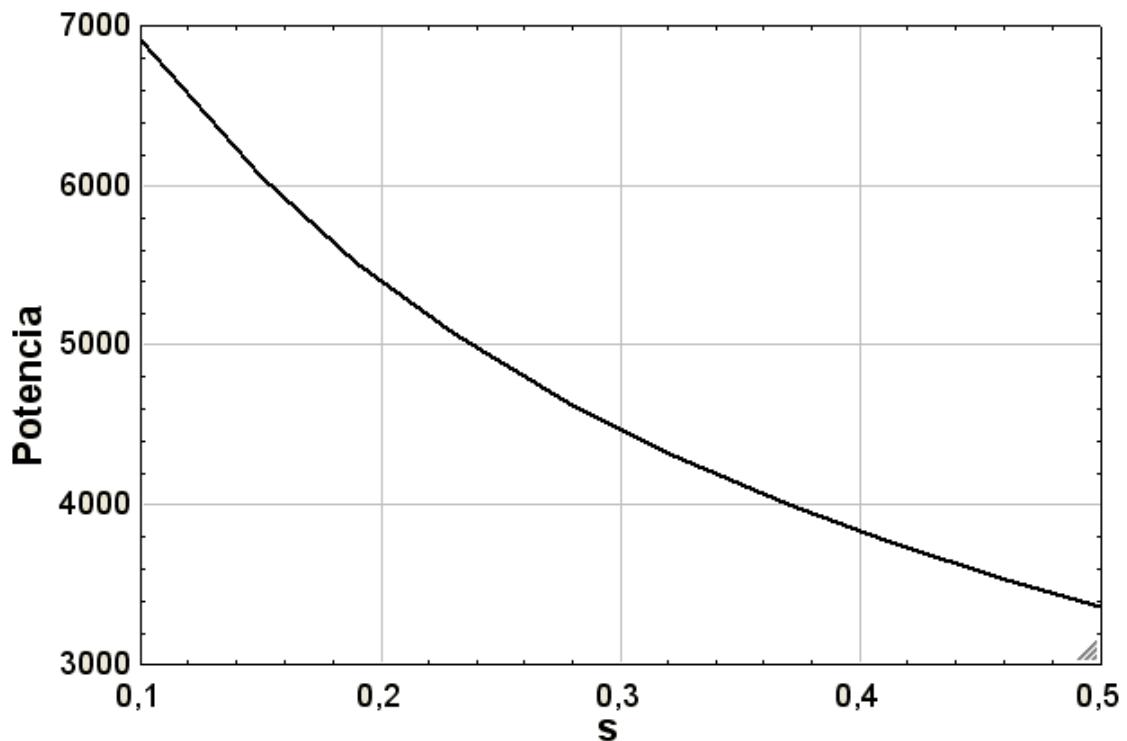


Figura 55- Potencia en función de "s"

IV.6. VARIACIÓN DEL PARÁMETRO “w”

1..10	1 w	2 Qc	3 Qe	4 Trabajo	5 Potencia	6 η
Run 1	0,7	-112	373,4	261,4	6535	70
Run 2	0,72	-112,8	375,9	263,1	6578	70
Run 3	0,74	-113,5	378,3	264,8	6620	70
Run 4	0,76	-114,2	380,6	266,4	6660	70
Run 5	0,79	-115,2	383,9	268,7	6718	70
Run 6	0,81	-115,8	386	270,2	6755	70
Run 7	0,83	-116,4	388	271,6	6791	70
Run 8	0,85	-117	390	273	6825	70
Run 9	0,87	-117,6	391,9	274,3	6859	70
Run 10	0,9	-118,4	394,7	276,3	6907	70

Tabla 10- Variación según "w"

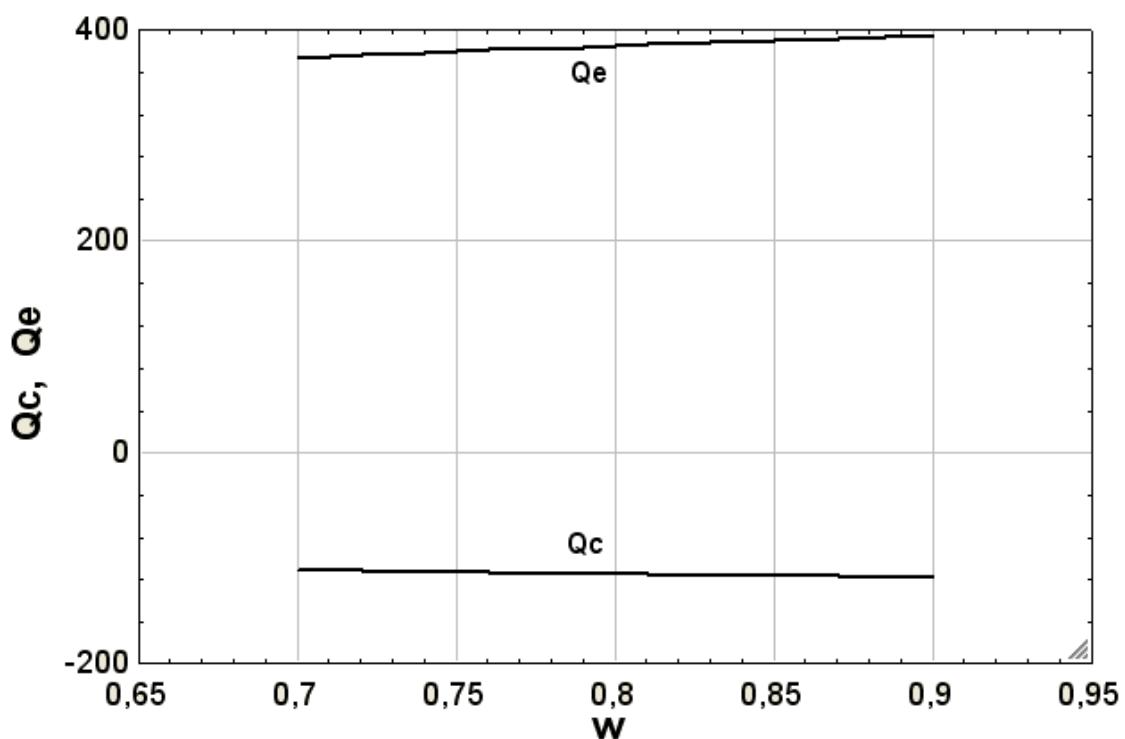


Figura 56- Qc y Qe en función de "w"

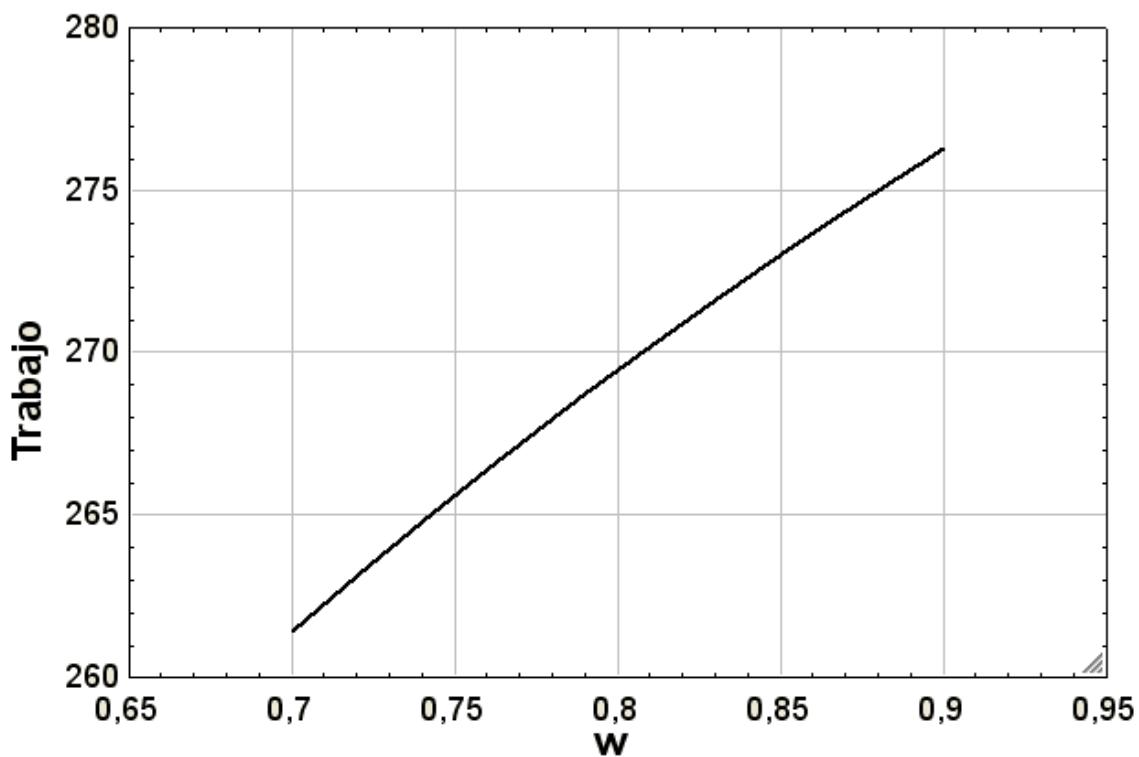


Figura 57- Trabajo en función de "w"

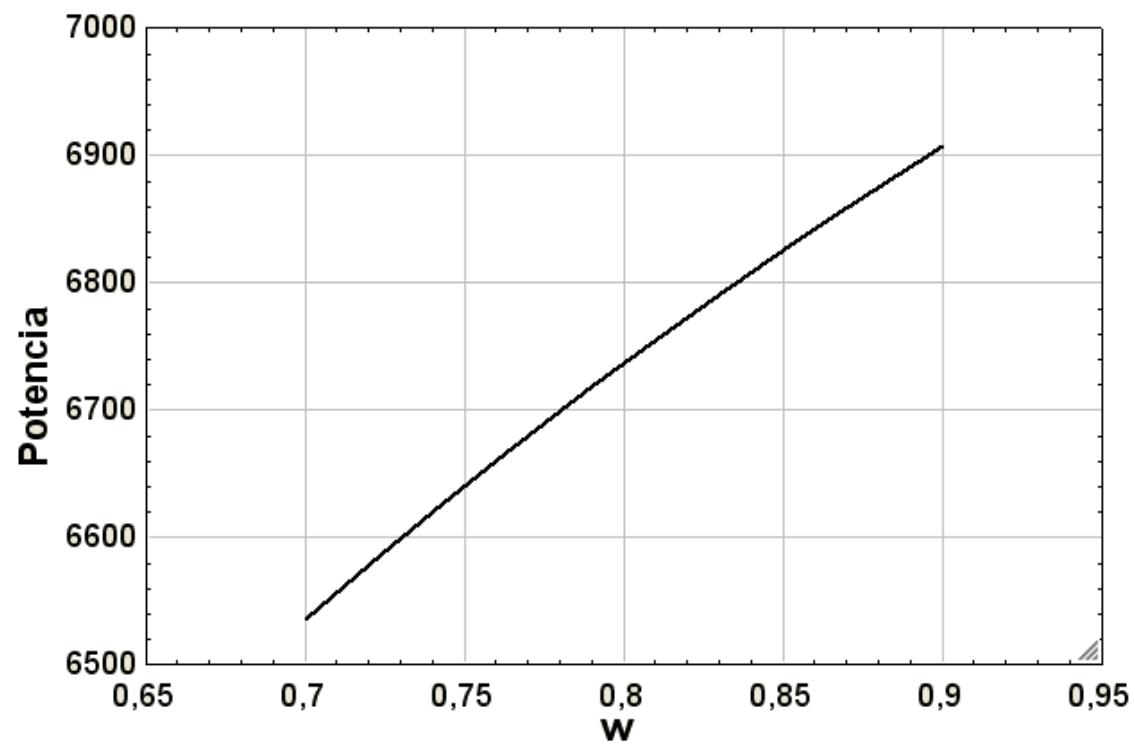


Figura 58- Potencia en función de "w"

IV.7. VARIACIÓN DEL NÚMERO DE REVOLUCIONES

1 1..10	2 n	3 Qc	4 Qe	5 Trabajo	6 Potencia	7 η
Run 1	1000	-118,4	394,7	276,3	4605	70
Run 2	1100	-118,4	394,7	276,3	5065	70
Run 3	1200	-118,4	394,7	276,3	5526	70
Run 4	1250	-118,4	394,7	276,3	5756	70
Run 5	1350	-118,4	394,7	276,3	6216	70
Run 6	1450	-118,4	394,7	276,3	6677	70
Run 7	1550	-118,4	394,7	276,3	7137	70
Run 8	1650	-118,4	394,7	276,3	7598	70
Run 9	1750	-118,4	394,7	276,3	8058	70
Run 10	1800	-118,4	394,7	276,3	8289	70

Tabla 11- Variación según el número de revoluciones

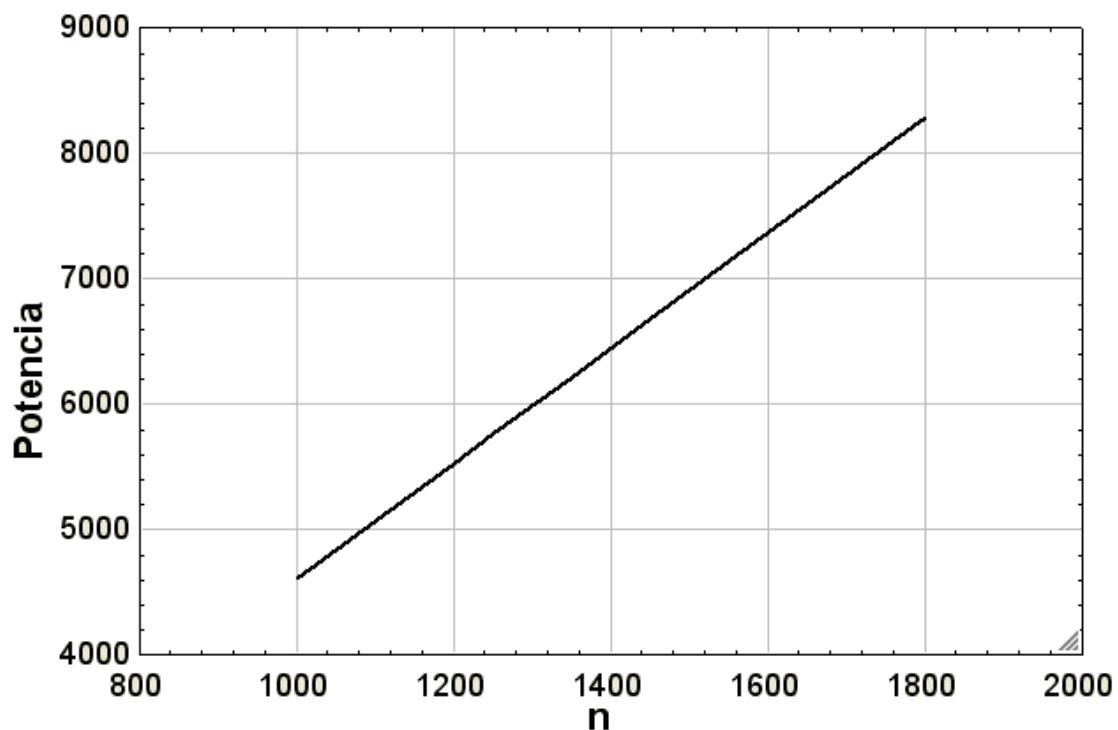


Figura 59- Potencia en función del número de revoluciones

IV.8. VARIACIÓN DEL ÁNGULO ϕ

1.10	1 ϕ	2 Qc	3 Qe	4 Trabajo	5 Potencia	6 η
Run 1	70	-133,9	446,4	312,5	7811	70
Run 2	75	-131,5	438,2	306,7	7668	70
Run 3	80	-127,9	426,5	298,5	7463	70
Run 4	85	-123,5	411,8	288,3	7207	70
Run 5	90	-118,4	394,7	276,3	6907	70
Run 6	95	-112,7	375,6	262,9	6572	70
Run 7	100	-106,5	354,9	248,4	6210	70
Run 8	102	-103,9	346,2	242,4	6059	70
Run 9	105	-99,89	333	233,1	5827	70
Run 10	110	-93,07	310,2	217,2	5429	70

Tabla 5- Variación según ϕ

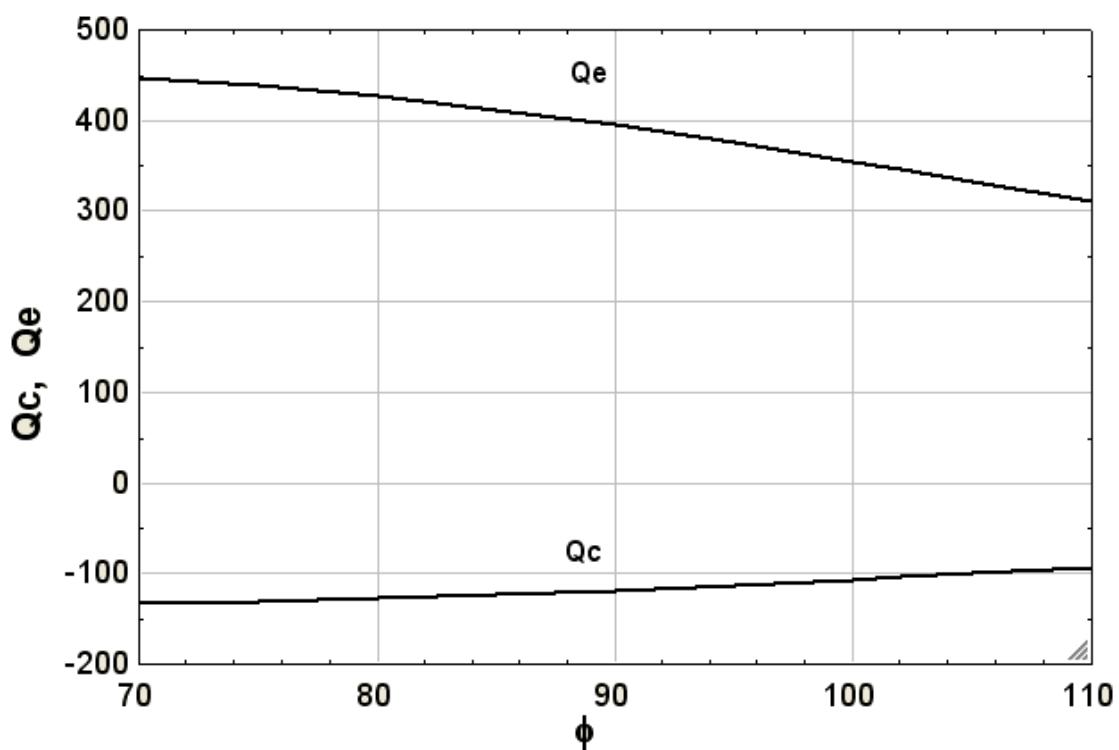


Figura 60- Q_c y Q_e en función de ϕ

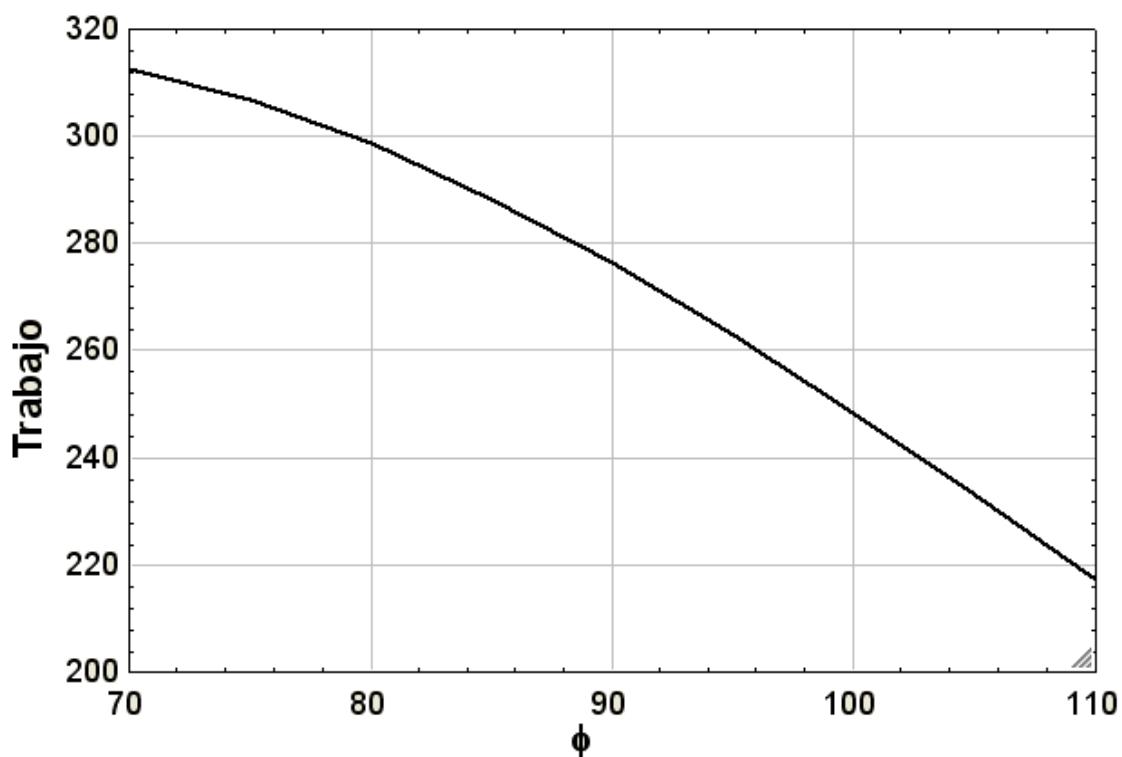


Figura 61- Trabajo en función de ϕ

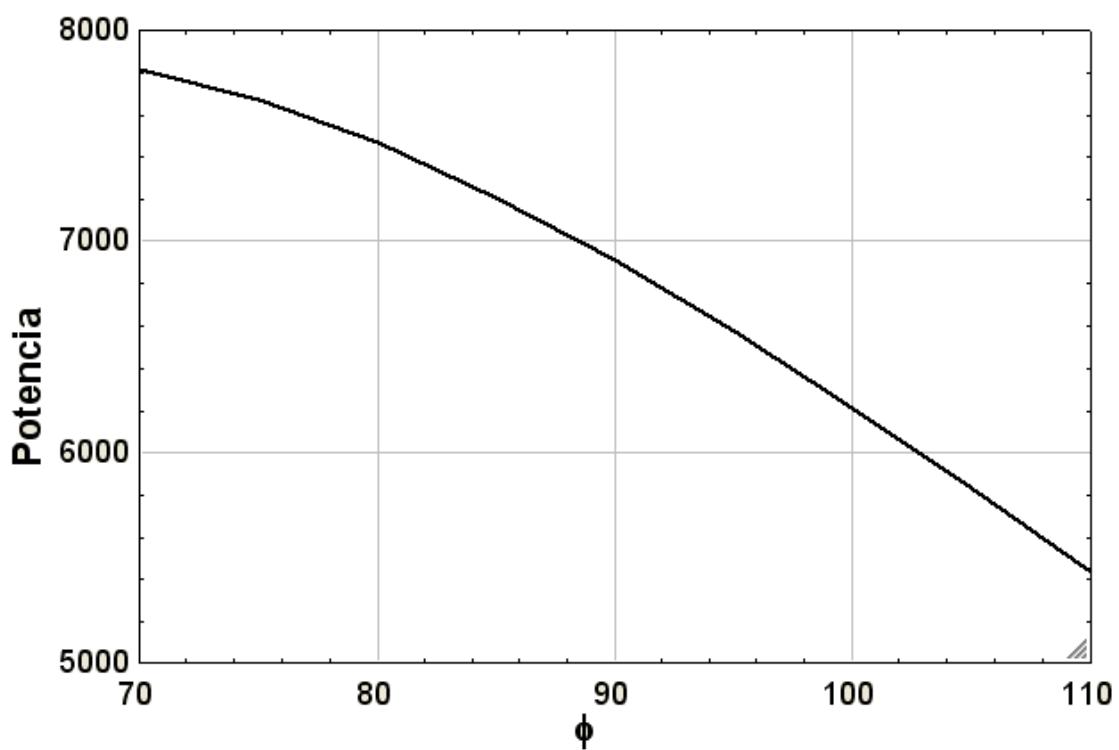


Figura 62- Potencia en función de ϕ

IV.9. VARIACIÓN DE LA PRESIÓN DE PRESURIZACIÓN

1..10	1 Ppresurización	2 Qc	3 Qe	4 Trabajo	5 Potencia	6	7 η
Run 1	1	-59,2	197,3	138,1	3454		70
Run 2	2	-118,4	394,7	276,3	6907		70
Run 3	3	-177,6	592	414,4	10361		70
Run 4	4	-236,8	789,4	552,6	13814		70
Run 5	5	-296	986,7	690,7	17268		70
Run 6	6	-355,2	1184	828,9	20722		70
Run 7	7	-414,4	1381	967	24175		70
Run 8	8	-473,6	1579	1105	27629		70
Run 9	9	-532,8	1776	1243	31082		70
Run 10	10	-592	1973	1381	34536		70

Tabla 6- Variación según la presión de presurización

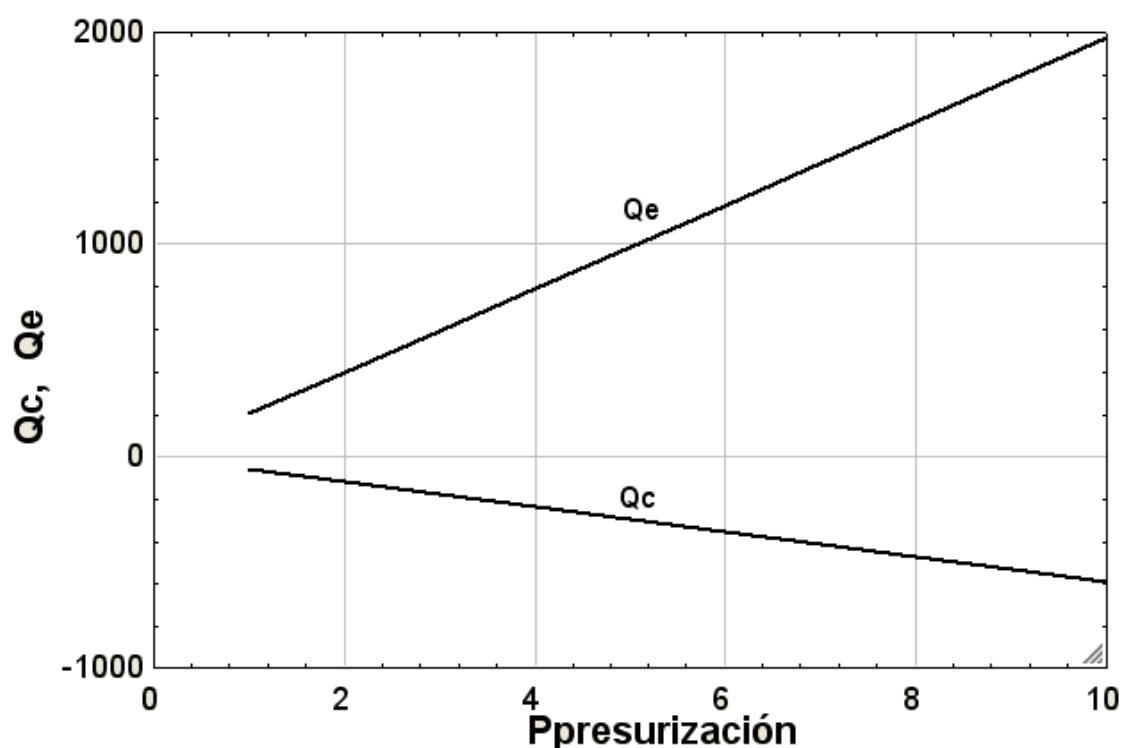


Figura 63- Qc y Qe en función de la presión de presurización

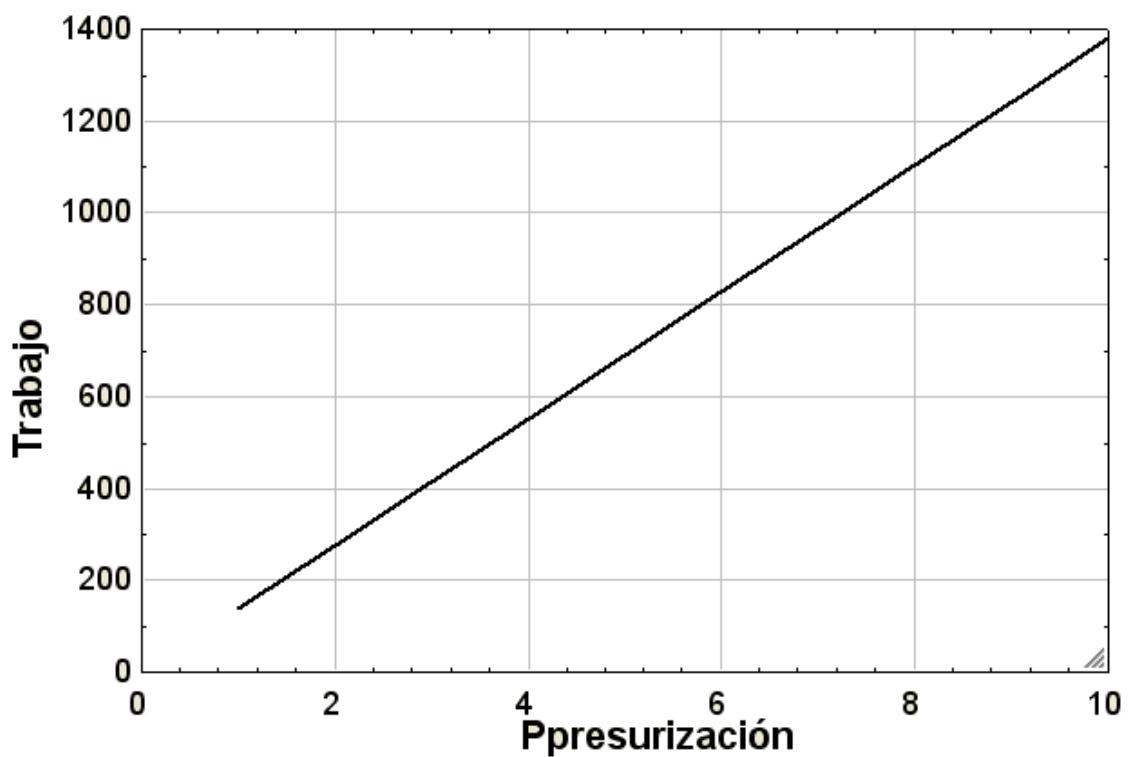


Figura 64- Trabajo en función de la presión de presurización

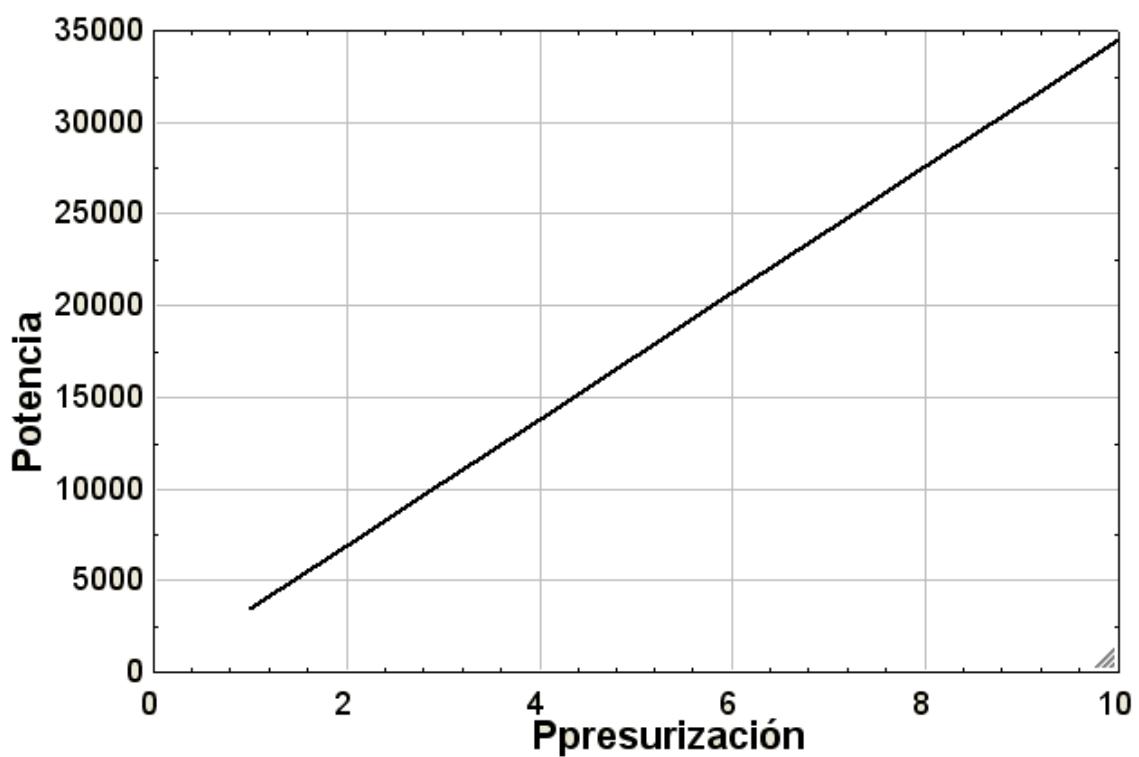


Figura 65- Potencia en función de la presión de presurización

IV.10. VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA AMBIENTE

1..10	1 Tambiente	2 Qc	3 Qe	4 Trabajo	5 Potencia	6 η
Run 1	298	-118,4	394,7	276,3	6907	70
Run 2	300	-117,6	392,1	274,4	6861	70
Run 3	301	-117,2	390,8	273,5	6838	70
Run 4	303	-116,5	388,2	271,7	6793	70
Run 5	305	-115,7	385,6	269,9	6749	70
Run 6	306	-115,3	384,4	269,1	6727	70
Run 7	308	-114,6	381,9	267,3	6683	70
Run 8	309	-114,2	380,6	266,5	6661	70
Run 9	311	-113,5	378,2	264,7	6618	70
Run 10	313	-112,7	375,8	263	6576	70

Tabla 7- Variación según la Temperatura ambiente

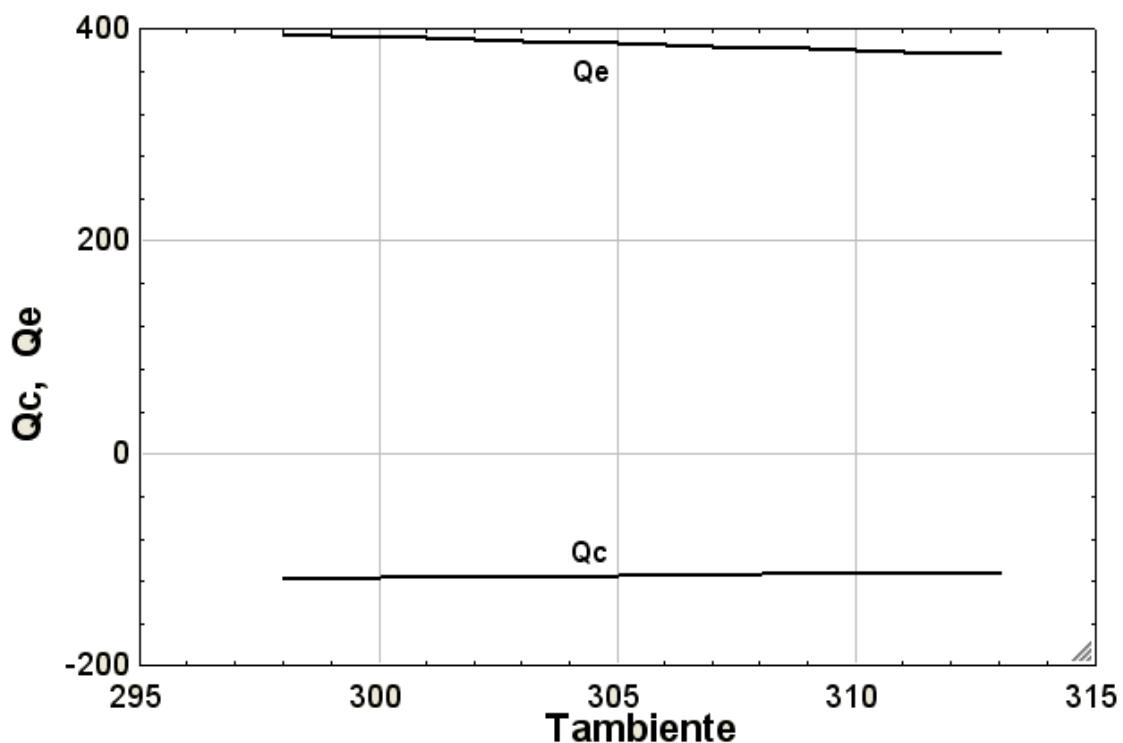


Figura 66- Q_c y Q_e en función de la Temperatura ambiente

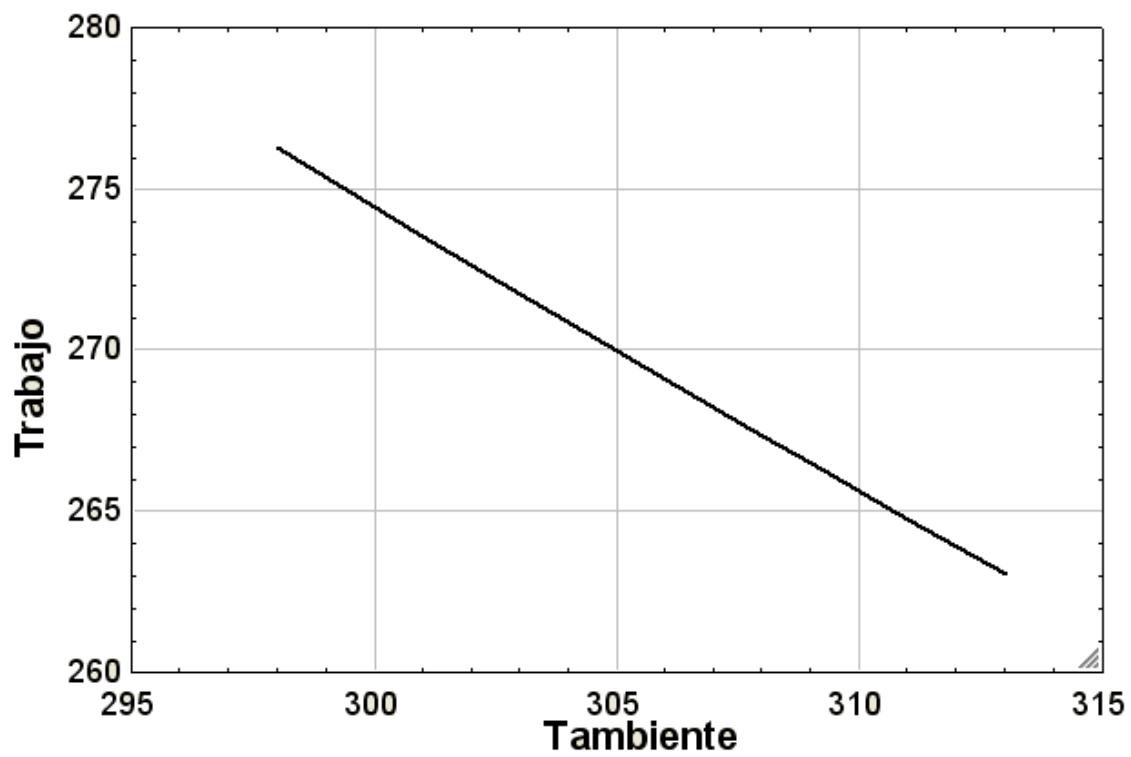


Figura 67- Trabajo en función de la Temperatura ambiente

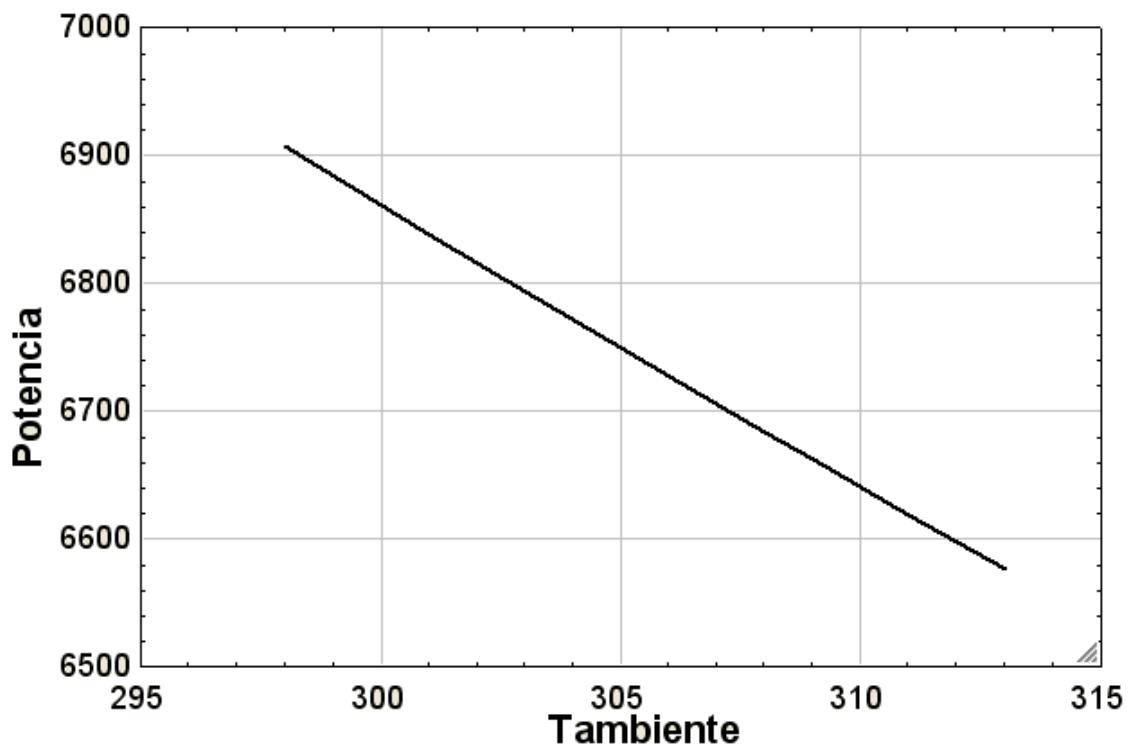


Figura 68- Potencia en función de la Temperatura ambiente

