RESUMEN

El siguiente estudio, muestra todas las posibilidades que posee un Motor de Ciclo Stirling (MCS). Pueden verse las diferentes configuraciones mecánicas que pueden adoptar este tipo de dispositivos, además de todas las posibilidades de acoplamientos mecánicos, materiales, fluidos y alimentación con las que pueden funcionar estos motores. Podrá observarse así la multitud de posibilidades que ofrecen estos dispositivos además de las ventajas y desventajas de cada una de ellas.

Finalmente, de entre todas ellas, se justificará la configuración más adecuada, bajo los requerimientos de "Tecnología para el Desarrollo Humano", para su aplicación a la generación de energía en comunidades rurales aisladas a partir de alimentación con energía solar. Tras definirse la configuración más apropiada, se realizará un estudio teórico, basado en análisis Isotermo y Adiabático del motor, con el cual se obtendrá un predimensionamiento del motor para las condiciones de funcionamiento que se requieren a partir de una sencilla simulación matemática de los procesos termodinámicos que tienen lugar en el motor.

Además de conseguir un prediseño de un motor de Ciclo Stirling, con el que poder solventar una necesidad de producción eléctrica en comunidades rurales aisladas, este proyecto tiene como objetivo el fomentar la investigación en este tipo de tecnologías para el Desarrollo Humano. La investigación aplicada, el desarrollo tecnológico y la innovación, en tecnologías apropiadas para el desarrollo humano con el objetivo de obtener resultados transferibles para facilitar la modernización productiva y mejorar la calidad de vida en países en vías de desarrollo. Facilitar el desarrollo económico, social y de capacidades de comunidades en países y áreas de escasos recursos, mediante la transferencia de conocimientos y tecnologías, en colaboración con otros actores dentro del campo de la Cooperación para el Desarrollo y la Ayuda Humanitaria. Tomando como ejemplo el trabajo realizado en la UPC por el Grupo de Investigación en Cooperación y Desarrollo Humano de la UPC (GRECDH), pionero en el Estado español. Engloba profesorado de diferentes escuelas, departamentos e institutos de investigación, centra los ejes de trabajo en los campos de la energía, el agua, los servicios urbanos y la educación para el desarrollo.

SUMARIO

RESUMEN 1

SUMARIO 2

INTRODUCCIÓN 6

A. ANTECEDENTES, PRESENTE Y FUTURO 8

A.1 DEFINICIÓN Y NOMENCLATURA 9

A.2 HISTORIA INICIAL 10

A.3 RENACIMIENTO DEL MOTOR STIRLING 14

A.4 ULTIMA ÉTAPA HASTA LA ACTUALIDAD 17

A.5 ACTUALIDAD Y FUTURO DE LOS MOTORES DE CICLO STIRLING 21

A.5.1. COOPERACIÓN AL DESARROLLO 23

USOS 23

A.5.2. MICRO-COGENERACIÓN 25

APLICACIONES 26

A.5.3. REFRIGERACIÓN 28

A.5.4. IMPULSIÓN SUBMARINOS 29

A.5.5. AUTOMÓVILES 30

A.5.6. GENERACIÓN ELÉCTRICA 33

ACTUALIDAD 35

A.5.7. OTRAS APLICACIONES 38

A.6_BIBLIOGRAFÍA 40

B. ESTUDIO TEÓRICO M.C.S. 41

B.1. INTRODUCCIÓN 42

B.2. CICLOS TERMODINÁMICOS CARNOT Y STRILING 42

B.3. TERMODINÁMICA DEL MOTOR DE CICLO STIRLING 43

B.3.1. CICLO DEL MOTOR 44

B.3.2. ANALISIS ISOTERMO 49

B.3.3. CALOR TRANSFERIDO EN EL MÓDELO ISOTERMO 51

B.3.4. ANALISIS DE SCHMIDT 53

B.3.5. ANALISIS ADIABÁTICO IDEAL 58

B.3.5.1. DESARROLLO ANALÍTICO DEL ANALISIS ADIABÁTICO 60

B.3.6. MÁXIMA EFICIENCIA TEÓRICA EXTRAIBLE DE UN MOTOR DE CICLO STIRLING 64

B.4. BIBLIOGRAFÍA 66

B.5. NOMENCLATURA 67

C. M.C.S. REAL 69

C.1. INTRODUCCIÓN 70

C.2. FENÓMENO DE TRASFERENCIA DE CALOR EN EL MOTOR STIRLING 71

C.2.1. INTERCAMBIADORES DE CALOR EN EL MOTOR STIRLING 72

C.2.1.1 CALENTADOR 75

C.2.1.2 REFRIGERADOR 79

C.2.1.3 REGENERADOR 80

C.2.2. ANALISIS DEL REGENERADOR 82

C.2.2.1 TRANSFERENCIA DE CALOR Y FRICCIÓN DEL FLUIDO EN EL REGENERADOR 83

C.3. CONFIGURACIÓN DEL MOTOR 86

C.3.1 TIPOS DE MOTORES 87

C.3.2 ARQUITECTURA DEL MOTOR STIRLING 88

C.3.2.1 ÉMBOLOS DE SIMPLE ACCIÓN 88

C.3.2.2 ÉMBOLOS DE DOBLE ACCIÓN 90

C.3.3 ACOPLAMIENTO ÉMBOLOS Y EXTRACCIÓN DE POTENCIA 92

C.3.3.1 ÉMBOLOS ACOPLADOS MECÁNICAMENTE 93

C.3.3.2 ÉMBOLOS NO ACOPLADOS MECÁNICAMENTE 96

C.3.3.3 MOTORES DE ACOPLAMIENTO HÍBRIDO 99

C.3.4 ELEMENTOS DE ESTANQUEIDAD Y LUBRICACIÓN 102

C.3.5 CARACTERISTICAS DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS 103

C.3.6 CONFIGURACIÓN CILINDRO PISTÓN APROPIADA 103

C.4. FLUIDOS DE TRABAJO PARA MOTORES STIRILING 104

C.4.1 FLUIDOS DE TRABAJO GASEOSOS 105

C.4.2 FLUIDOS DE TRABAJO LÍQUIDOS 108

C.4.3 FLUIDOS DE TRABAJO CON CAMBIO DE FASE 109

C.4.4 FLUIDOS DE TRABAJO QUÍMICAMENTE REACTIVOS 111

C.5. CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO DE UN MCS 112

C.5.1 CURVAS CARACTERÍSTICAS 112

C.5.2 CONTAMINACIÓN Y RUIDO 119

C.6. SISTEMAS DE CONTROL 120

C.6.1 CONTROL TEMPERATURA DEL FLUIDO 121

C.6.2 CONTROL DE LA PRESIÓN MEDIA (MPC) 122

C.6.3 VARIACIONES EN EL VOLUMEN MUERTO (DVV) 123

C.6.4 VARIACIONES DE CARRERA EFECTIVA 124
C.6.5 VARIACIÓN EN EL ÁNGULO DE FASE 124
C.7. FACTORES QUE AFECTAN AL RENDIMIENTO DEL MOTOR 126
C.7.1 EFICACIA DEL REGENERADOR 126
C.7.2 MATERIAL DE REGENERADOR 127
C.7.3 FLUIDO DE TRABAJO Y PÉRDIDAS DE FLUIDO 127
C.7.4 FRICCIÓN DEL FLUIDO 127
C.8. BIBLIOGRAFÍA 128
C.9. NOMENCLATURA 130
D. DISEÑO Y SIMULACIÓN 132
D.1. INTRODUCCIÓN 133
D.2. NECESIDADES REQUERIDAS 135
D.2.1. POTENCIA 136
D.2.2. VELOCIDAD DEL MOTOR 136
D.2.3. PRESIÓN 138
D.3. ALIMENTACIÓN DEL SISTEMA 139
D.4. DESCRIPCIÓN DEL MOTOR 142
D.4.1. MODO FUNCIONAMIENTO 142
D.4.2. CONFIGURACIÓN CILINDROS 143
D.4.3. MECANISMO DEL MOTOR 144
D.4.4. INTERCAMBIADORES DE CALOR 146
D.4.4.1. CALENTADOR 147
D.4.4.2. REFRIGERADOR 147
D.4.5. REGENERADOR 148
D.4.6. FLUIDO DE TRABAJO 149
D.4.7. CONTROL DE POTENCIA Y VELOCIDAD 150
D.5. VALORES ANALÍTICOS 151
D.5.1 ANALISIS ISOTERMO IDEAL 152
D.5.2 YUGO DE ROSS 155
D.5.2.1. TRABAJO INDICADO, POTENCIA Y EFICIENCIA 157
D.5.3 ANALISIS ADIABÁTICO IDEAL 158
D.6. RESULTADOS 161
D.6.1. ANALISIS RESULTADOS MODELO MATEMÁTICO 162

D.6.2. SOLUCIÓN 165

D.7. CONTINUACIÓN 167

D.8. BIBLIOGRAFÍA 168

D.9. NOMENCLATURA 169

AGRADECIMIENTOS 170

ANEXOS

ANEXO I. PROYECTOS DE COOPERACIÓN

ANEXO II. TECNOLOGÍA PARA EL DESARROLLO HUMANO

ANEXO III. PROGRAMA DE SIMULACIÓN CON MATLAB

ANEXO IV. RESULTADOS

INTRODUCCIÓN

La explotación por parte del hombre de su entorno, de los recursos provenientes de la naturaleza, imposibilita la regeneración del ciclo de vida de ésta poniendo en peligro el abastecimiento del planeta. El punto alcanzado y la vorágine del consumo para mantener un nivel de vida artificial sitúan el momento como irreversible para rectificar los errores cometidos. Ante esta situación en la que el ser humano mismo, por egoísmo, se ha visto abocado, ha posibilitado, a causa de la fatalidad inminente, que todas aquellas alternativas que plantean una nueva forma de convivir con el entorno empiecen a cobrar una gran importancia. Las llamadas fuentes de energía renovables traen consigo una serie de grandes ventajas: su carácter inagotable, el cuidado del medio ambiente y la posibilidad de producción descentralizada e independiente.

La estrategia natural para incrementar el acceso a la electricidad en áreas rurales es la extensión de la red del sistema eléctrico interconectado nacional. Sin embargo, debido a la extensa y complicada geografía del territorio de los andes, zona que se tomará como referencia para el desarrollo del estudio, así como a la alta dispersión de sus pequeñas localidades, la ampliación de la red tiene un alcance limitado; se tomara esta referencia por situar el proyecto, pero en muchos de los países en vías de desarrollo se repiten este tipo de condiciones geográfico sociales, como dispersión de comunidades…. En este escenario, otras tecnologías basadas en el aprovechamiento de recursos locales renovables pueden mejorar el acceso de comunidades rurales aisladas a infraestructura y servicios básicos de energía descentralizados, sostenibles y manejados localmente.

El escenario planteado constituye la principal motivación para la realización de este estudio, el cual se orienta a la producción de energía eléctrica para el desarrollo de áreas rurales aisladas. El medio utilizado para conseguir este objetivo será un Motor de Ciclo Stirling, las motivaciones para utilizar este dispositivo han sido todas las ventajas de dicho motor nombradas en el bloque inicial del proyecto (A). Incluso se han tenido en cuenta estudios que han comparado este sistema con un sistema de conversión de calor captado en energía eléctrica a partir de un ciclo con turbina de vapor demostrando que a pequeña escala trabajar con un Motor Stirling es más apropiado, ya que su diseño es más sencillo y menos costoso. Cabe destacar también que:

- Es un motor de combustión externa que permite que el aporte energético se pueda realizar con diferentes medios, véase energía solar, biomasa…
- Es un ciclo de alto rendimiento térmico.
- Dispositivo apropiado para la generación eléctrica distribuida.

Se enumeran en diferentes estudios aplicaciones interesantes para motores Stirling alimentados con energía solar, como pueden ser:

i. Necesidades de alimentación con varias fuentes diferentes.
ii. Aplicaciones en las que se encuentra disponible una buena fuente de refrigeración.
iii. Aplicaciones cuyo funcionamiento debe ser estacionario.
iv. Una baja velocidad de funcionamiento es permitida.
v. Salida de potencia constante.
vi. Aplicaciones que permiten cambios en la potencia de salida muy lentos.

vii. Aplicaciones en las que se permite un cierto periodo de calentamiento.

A la vista de las aplicaciones más interesantes de estos motores, se comprueba que la aplicación deseada para este proyecto cumple casi todas las características anteriores, con lo que la utilización de un MCS en esta aplicación tiene un gran potencial.

A.ANTECEDENTES, PRESENTE Y FUTURO

A.1 DEFINICIÓN Y NOMENCLATURA

Un motor Stirling es mecanismo mecánico que opera en un ciclo termodinámico regenerativo, con compresión y expansión cíclicas del fluido de trabajo en diferentes niveles de temperatura. El flujo es controlado por *cambios de volumen*, y existe una conversión neta de calor en trabajo y viceversa.

Esta definición general abarca una gran familia de máquinas con diferentes funciones, características y configuraciones. Se incluyen ambas máquinas giratorias y de movimiento alternativo, utilizando mecanismos con la más variada complejidad. Esto abarca máquinas capaces de trabajar como motor, bombas de calor, maquinas de refrigeración o generadores de presión.

Existen otras máquinas que trabajan gracias a un ciclo regenerativo abierto, donde el flujo del fluido de trabajo es controlado por válvulas. Por conveniencia en este desarrollo, denominaremos a estas máquinas motores Ericsson. Desafortunadamente esta distinción no está muy extendida, y en la práctica el nombre de "Motor Stirling" es frecuentemente utilizado indiscriminadamente para todo tipo de máquinas regenerativas.

Los motores Stirling son frecuentemente denominados por otros nombres, como motores de aire caliente, o incluso numerosas designaciones reservadas para máquinas especificas como puede ser Rankine-Napier. Esto crea una carencia real de nomenclatura. Por ello, definiremos que la designación de "Ciclo Stirling" será reservada para un ciclo termodinámico idealizado particular, y el nombre de "Motor Stirling" para una máquina concreta. De cualquier modo la distinción que si debemos tener clara, es entre máquinas en las que el flujo es controlado por cambios de volumen (motores Stirling) y las que lo controlan a partir de válvulas (motores Ericsson), ya que tienen características radicalmente diferentes.

El uso del término "motor Stirling" como el nombre general para un motor de ciclo térmico regenerativo cerrado es relativamente reciente. Se cree que fue originado en los *Research Laboratories of Philips* en Eindhoven en 1954. Antes de ello era común referirse a ellos como "motores de aire caliente" y probablemente precediendo a esta denominación el nombre del inventor (Buckett, Wenham, Lehmann, Stirling…). El cambio del fluido de trabajo de aire a helio o hidrógeno en Philips a mitad de los 50 provocó que el término de "motores de aire caliente" pasara a ser inapropiado. El nombre alternativo de "motor de aire caliente Philips" se mostró más inapropiado que "Motor Stirling" o "Motor de Ciclo Stirling (MCS)" y a causa de esto esta denominación pasó a tener un uso generalizado.

A.2 HISTORIA INICIAL

Los motores Stirling y Ericsson tienen una larga historia, las cuales han sido bien estudiadas por muchos autores como Finkelstein (1959), Zarinchang (1972), Ross (1977)… El primer motor de aire reconocido fue el "Rueda de Fuego" de Amontons (Francia 1699), rudimentario artefacto que aprovechaba la expansión de aire caliente para hacer girar un volante, solo un año después de que Savery fabricase la primera máquina de vapor para bombear agua. De hecho, el desarrollo de los motores Stirling ha transcurrido siempre paralelo al de la máquina de vapor.

Otro de los más tempranos fue el motor de aire de H.Wood (1759) que utilizó una modificación del motor atmosférico de vapor de Newcomen. Tras esto Glazebrook describió varias máquinas trabajando con ciclos de gas caliente y en 1801 introdujo el uso original de un ciclo cerrado con uso repetido del mismo fluido de trabajo.

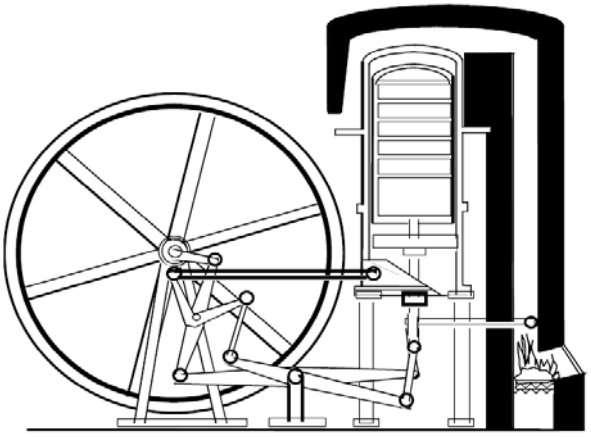


Fig.A 1 Patente original de Stirling (1816)

En 1807 George Cayley, un terrateniente de Yorkshire, diseño un motor de aire caliente, ciclo abierto y combustión interna, el que fue probablemente el primer motor de este tipo que funcionó correctamente. Cayley fue el pionero de la ingeniería aeronáutica y sabiamente reconoció que estaba decepcionado con conseguir que sus planeadores volaran con los motores de vapor contemporáneos. De esta forma invento una nueva forma del motor de aire y debió sentirse sumamente decepcionado al ver que resultaba ser tan mal sistema como el de un motor de avión. Debió pasar un siglo para que motor apropiado permitiera a los hermanos Wright a realizar el histórico vuelo denominado Cayley.

Robert Stirling, un reverendo de la Iglesia Escocesa y creador del intercambiador de calor regenerativo, inventó el motor de ciclo cerrado regenerativo en 1816 y se mantuvo en activo, junto con su hermano James en su desarrollo durante varios años. Como todos los desarrollos ingenieriles estaba limitado por los materiales disponibles en su época, y esto le llevo a escribir en 1876, al final de su vida:

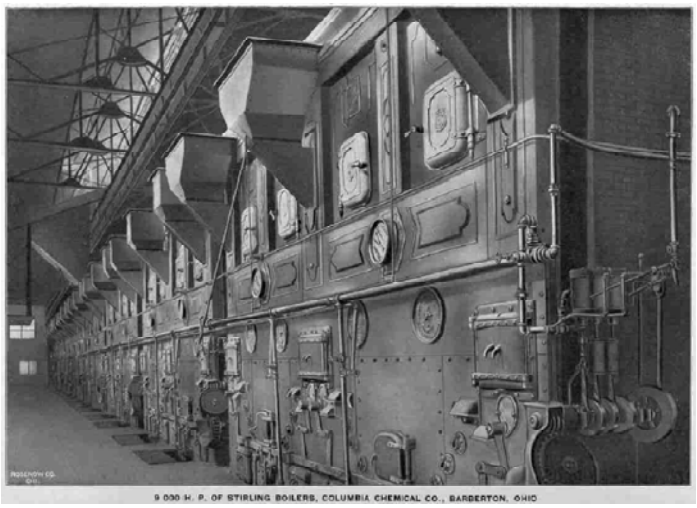
"Estas imperfecciones serán eliminadas en gran medida por el tiempo y especialmente por la genialidad del distinguido Bessemer. Si el hierro o el acero de Bessemer hubieran sido conocidos treinta y cinco o cuarenta años antes existe una pequeña duda de que el motor de aires hubiera tenido un éxito genial… Esto quedará pues para algún cualificado y ambicioso mecánico de tiempos futuros que repetirá esto bajo unas mejores circunstancias y completo éxito."

Al mismo tiempo que Stirling el inventor sueco John Ericsson, trabajando en Inglaterra, introdujo el motor de aire con ciclo abierto regenerativo en variedad de formas. La familia de máquinas cuyo flujo era controlado por válvulas fue denominada como motores Ericsson en reconocimiento por su trabajo.

La patente de este motor por Stirling era el glamuroso final de una serie de intentos de simplificar las máquinas a vapor. Stirling consideraba demasiado complicado calentar agua en una caldera, producir vapor, expansionarlo en un motor, condensarlo y mediante una bomba introducir de nuevo el agua en la caldera. Otro impulso para desarrollar un nuevo sistema fueron los accidentes fatales causados frecuentemente por las máquinas a vapor, ya que aún no se había inventado el acero y las calderas explotaban con facilidad a causa tanto de los pobres materiales utilizados en la época como de las imperfectas técnicas de sus juntas.

Durante el siglo diecinueve miles de motores de aire caliente fueron fabricados y utilizados en una gran variedad de tamaños y formas tanto en Gran Bretaña, como USA y otras partes del mundo. Eran fiables y razonablemente eficientes. De forma muy importante, fueron comparadas con las instalaciones de máquinas alternativas de vapor de la época y sus calderas asociadas.

Fig.A 2 Calderas Stirling (Philadelphia y Columbia)



El motor de Stirling realizaba los mismos procesos de calentamiento y enfriamiento de un gas, pero todo dentro del motor y el gas era aire en vez de vapor de agua, por lo que el motor no

necesitaba caldera. Un tipo de motor bastante común en su época, sobre todo para pequeñas máquinas de uso doméstico tales como ventiladores, bombas de agua etc..., su potencia especifica no era muy elevada pero su sencillez y silencio eran magníficos. La teoría física, el proceso Carnot, fue definido 40 años más tarde.

Muchos de los motores de aire caliente que se construyeron eran pequeños y máquinas de baja potencia desde unos 100W a 4kW, aunque se realizaron también algunas máquinas de mayor potencia. La más destacable entre estas, fue sin duda el gran motor de barco que realizo Ericsson en 1853, el cual tenía 4 cilindros de 4.2 m de diámetro y una carrera de 1,5m, andaba a 9 rpm y producía aproximadamente 220kW de potencia en el cigüeñal. El motor fue diseñado para 330kW y su rendimiento fue decepcionante cuando se instalo en el barco llamado *The Ericsson.*

El motor de combustión interna (MCI), en su forma de gas en bulbo caliente fue inventado en mediados del siglo 19. Posteriormente fue desarrollado en sus variantes de gasolina, ignición por chispa e ignición por compresión. Más tarde, al final del siglo, el motor eléctrico fue inventado y desarrollado. Juntos, el MCI y el eléctrico fueron gradualmente desbancando a ambos el motor de vapor y el Stirling. Sin embargo, un vistazo al catálogo de *Sears-Roebuck* de principios del siglo veinte muestra que en los Estados Unidos, los motores de aire caliente podían ser adquiridos con cierta facilidad.

Como puede verse, los MCS eran usados en un amplio rango de utilidades hasta el principio de la Primera Guerra Mundial. La característica más importante en aquellos días era la inherente simplicidad de la máquina, su facilidad de mantenimiento y su seguridad. La seguridad era un aspecto importante ya que las primeras máquinas de vapor podían competir favorablemente en la mayoría de los otros terrenos pero como calderas eran poco fiables y tenían una alarmante tendencia a explotar ocasionalmente.

De forma sorprendente, como puede parecer para aquellos días, la eficiencia era un aspecto que también se consideraba. El carbón, la principal fuente de energía fue aumentando su precio desde el principio de la Revolución Industrial. Generalmente, se podía obtener una eficiencia global del 7% con un motor Stirling y esto era considerado completamente competitivo, de hecho, incluso actualmente, este puede ser un valor respetable en muchas aplicaciones. En la siguiente tabla podemos ver el rendimiento de alguno de los primeros motores Stirling.

Tabla 1 Ensayos con motores de Aire (Donkin 1896)

Air engine	Bore (mm)	Stroke (mm)	Speed (RPM)	Indicated power (kW)	Brake power (kW)	Consumption of coal per hour (kg)	Mechanical efficiency (%)	Overall efficiency (%)*
Buckett	610	406	61	15.06	10.73	16.59	71	7
Bailey	373	175	106	1.77	0.98	4.52	55	2
Bénier	340	350	117.6	4.36	3.00	6.59	69	5
Stirling	406	1219	-	30.00	-	45.40	-	7†
Ericsson	4.3m	-	-	239.00	-	262.30	-	10†

En 1876 Otto presentó su ahora famoso Motor de Ciclo Otto. Motor que era seguro, fiable y algo muy importante, tenía unos ratios de potencia especifica excelentes lo que permitió que fuera fácilmente incorporado como motor en transportes. Para complicar más todavía al motor Stirling,

el motor de Otto era barato de hacer funcionar debido a sus altas eficiencias y combustibles más baratos. En líneas generales, la eficiencia del ciclo Otto depende la relación de compresión, mientras que en el ciclo Stirling es dependiente la relación de temperaturas de los extremos caliente y frio. Debido a las limitaciones de materiales en aquella época, los primeros motores Stirling no podían operar a las altas temperaturas necesarias para asegurar una buena eficiencia.

Además, esos primeros MCS no solían usar precalentadores, con lo cual se encontraban con temperaturas de gases de escape innecesariamente altas, con la consecuencia de una reducción de la eficiencia global. Por el otro lado, era una tarea bastante sencilla diseñar un motor Otto el cual funcionara con una relación de compresión con buena eficiencia. De esta forma el creciente éxito de los primeros motores Otto y la introducción de códigos de calderas que hicieron la máquina de vapor segura pronto abrumo la joven tecnología de los motores Stirling. Incluso en esas circunstancias, en zonas del mundo el motor Stirling disfruto de mayor éxito[1]. En estas zonas, la capacidad de los motores Stirling de utilizar casi cualquier combustible le ayudo a otorgarle una mayor supervivencia.

Sin embargo, en la época de la Primera Guerra Mundial, los motores de aire caliente no estaban disponibles de forma comercial en grandes cantidades, aunque la producción de máquinas para usos especiales continúo por muchos años.

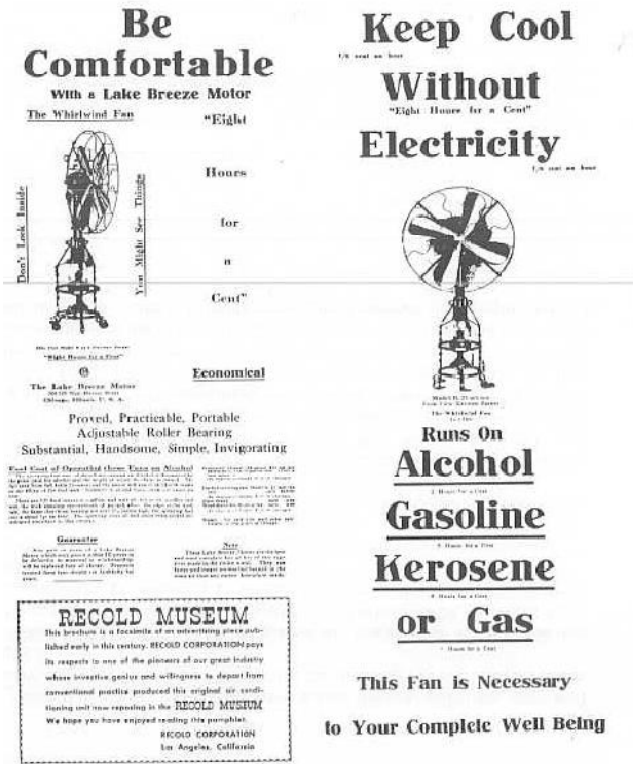


Fig.A 3 Propaganda de 1900, ventilación con motores Stirling

Uno de los usos más extendidos para los motores de aire caliente en pequeños tamaños fue el de mover ventiladores y bombas de agua. Podemos ver en la figura un panfleto de propaganda de 1900. La producción de máquinas similares en cantidades considerables fue llevada a cabo por Inglaterra al final de los años 40 en gran parte para ser exportada a países tropicales. Incluso podemos encontrar una imagen (que para esa época pudo ser incluso entrañable) de un misionero volviendo tras un largo día en su campo de trabajo a su bungaló, tomando un té de hierbabuena y relajándose en su asiento bajo la fría brisa de su motor Stirling alimentado por queroseno.

Hay muchas colecciones de motores históricos. Quizá la mayor sea la del Museo Ford en Greenfield Village, Derborn, Michigan. El Instituto Smithsonian en Washington tiene una colección notable, al igual que el Museo de la Ciencia de Londres y el Museo de Tecnología de Paris. Existen también colecciones

[1] Por ejemplo, los motes Stirling se utilizaron en la India, incluso hasta la actualidad; y es posible adquirir viejos motores allí.

privadas en Estados Unidos. Incluso modelos de motores de aire caliente son actualmente construidos por artesanos amateurs, y podemos encontrar un claro ejemplo de ellos en Andrés Sanzol, profesor del Colegio Salesianos de Pamplona. El cual posee una amplia colección de motores Stirling artesanos construidos por el mismo y sus alumnos.

A.3 RENACIMIENTO DEL MOTOR STIRLING

Cierto renacimiento en el interés de los Motores Stirling fue debido casi completamente a los trabajadores del "Philips Research Laboratory" en Eindhoven. El trabajo con pequeños motores Stirling comenzó aquí a mitad de los años 30. El objetivo era conseguir un generador eléctrico pequeño, silencioso y térmicamente activo para radios en áreas del mundo sin suministro de potencia regular. Se dice que la selección entre motores de vapor o de aire caliente fue realizada tras una visita casual al Museo de la Tecnología de París por uno de los directores técnicos del laboratorio, donde vio varios de los antiguos motores de aire caliente expuestos. El creyó, correctamente, que los modernos materiales y la tecnología de su época podrían elevar el rendimiento de los motores de aire caliente a unos valores que ni se hubieran imaginado en los motores más antiguos.

El trabajo en los MCS continúo durante la ocupación alemana en la Segunda Guerra Mundial y la primera información sobre él fue expuesta rápidamente tras la guerra. Unas brillantes investigaciones y resultados ingenieriles en el desarrollo de un pequeño generador que resulto muy superior que cualquiera de los viejos motores de aire caliente. De cualquier modo, a principios de los 50 el invento del transistor y las mejoras en las baterías secas eliminaron la necesidad inicial. Reconociendo la importancia del trabajo realizado, los ingenieros de Philips llevaron sus esfuerzos hacia potencias mayores, y el invento del arrastre rómbico les ayudo a desarrollar una familia de motores de uno o varios cilindros que funcionaban en potencias de de cientos de caballos. Este trabajo fue recogido periódicamente por Meijer en (1969) una cantidad de documentos y más recientemente por Van Beukering y Fokker (1973).

En 1958 la compañía General Motors de Detroit formulo un acuerdo legal con Philips, el cual continúa hasta 1970. Su preocupación eran los MCS para propulsión de vehículos espaciales, submarinos, barcos y producir potencia estática.

A principios de los 70, la incertidumbre en los costos de la energía y su suministro además del aumento de la preocupación ciudadana a causa del aumento de la polución convirtió en un tema importante la investigación de motores alternativos a los conocidos. Los mayores requerimientos de estos dispositivos eran que debían ser eficientes, no contaminantes, fiables, y como no económica y socialmente aceptables. El desarrollo y uso de estos sistemas debería tener consecuencias importantes. Un uso generalizado de motores eficientes podría tener efectos considerables en los balances de pagos para países que importaban suministro de energía de forma sustancial.

Tras la ruptura del acuerdo legal con Philips por parte de General Motors, fue Ford quien comenzó con sus acuerdos (1971) y tras unos trabajos preliminares y su respectiva evaluación se embarcaron (1977) en un acuerdo multimillonario durante 7 años (180 millones de dólares) para el desarrollo de motores Stirling para automóviles, el acuerdo fue gestionado por Departamento de Energía de Estados Unidos.

Otros convenios fueron generados por Philips con la United Stirling AB de Malmo, Suecia (1968) y con un consorcio de Alemania del Este entre dos empresas de motores diesel, MAN y MWM (1967). United Stirling es un consorcio de intereses suecos, principalmente Kockums, el gran constructor naval de Malmo y FFW, una compañía del gobierno Sueco orientada con intereses de defensa. En el principio de los 70 existieron importantes esfuerzos de cooperación entre Philips y los consorcios Europeos para el desarrollo de motores para vehículos, transportes marinos y submarinos. Tras ello, los europeos decidieron seguir de una forma más independiente.

Zacharias (1974) consiguió una interesante cuenta de desarrollos en MAN/MWM. A pesar de varias discusiones públicas desde 1974, podemos ver como su programa de desarrollo continúo sin disminución y concentrando sus esfuerzos en motores de 370 a 740 kW para propulsar submarinos.

El grupo sueco United Stirling, preocupados en sus comienzos por los motores para vehículos pesados, expandieron sus intereses al área de automóviles de pasajeros. Realizaron varios trabajos en cooperación con Ford pero en 1978 un segundo y sustancial (100 millones de dólares) programa para motores Stirling para automóviles fue iniciado por el Departamento de Energía de los Estados Unidos e involucraba en él dos compañías estadounidenses como Mechanical Technology Inc. Of Latham (New York) y American Motor Corp. (Detroit) en asociación con United Stirling. Hallare and Rosenqvist (1977) realizaron un interesante análisis histórico del trabajo de la United Stirling.

Para dirigir estos dos programas de automoción, fue establecida la Stirling Engine Project Office en el "National Aeronautics and Space Admistration (NASA) Lewis Research Centre" (Cleveland, Ohio) y para desarrollar competencias en ese campo un programa independiente de estudio y desarrollo comenzó en NASA Lewis en 1975.

El *External Combustion Engine Project* fue iniciado por el departamento de Energía de Estados Unidos en 1977 para demostrar el uso de motores Stirling desde 370 a 1480 kW quemando carbón y otros combustibles alternativos con una gran eficiencia, incluyendo desperdicios industriales, agrícolas y municipales. La dirección de este programa fue responsabilidad del Agronne National Laboratory (Illinois).

A principio de los 60, William Beale, profesor de la Universidad de Ohio, invento el **"motor Stirling de pistón libre"** y de forma extraordinaria el propósito de la producción comercial como pequeño motor demostrativo al comienzo de los 70. Y consiguió un mayor desarrollo de una bomba de aire acondicionado de gas perfecta gracias a sustanciales fondos. La compañía de Beale, Sunpower Inc. en asociación con el M.T.I. Latham, N.Y. se metieron con la producción de Motores Stirling de pistón libre para otras aplicaciones, particularmente para la producción de energía con energía nuclear para misiones en el espacio y generadores eléctricos alimentados por energía solar.

La compañía "General Electric Company" de los Estados Unidos estuvo desarrollando el motor de pistón libre de Beale e incluso con intenciones de comprar una licencia de la Philips.

Importantes trabajos en motores en miniatura para corazones artificiales fueron financiados durante más de una década por el Instituto Nacional de la Salud de Estados Unidos.

Varios laboratorios estudiaron este tipo de motores. Otro programa de desarrollo de motores Stirling para corazones artificiales fue llevado a cabo de manera conjunta por Westinghouse y Philips.

Tras esta época abundantes investigaciones se han realizado en motores Stirling, tanto para producción eléctrica, fuente de potencia en el espacio, o para medios submarinos. Diferentes motores Stirling de pistón libre fueron desarrollados, tanto para vehículos recreativos, como ayuda a sistemas de navegación, o producción eléctrica para lugares con necesidad de poca potencia eléctrica.

Ya incluso, antes de 1980, el interés por los MCS aumento debido a la preocupación pública por el ruido, la polución del aire y la conservación de la energía. Esto puede verse reflejado en multitud de documentos publicados anualmente por solamente por la *"Intersociety Energy Conversion Engineering Conference".* Muchos desarrollos originales e innovadores de la práctica y la teoría de los motores Stirling fueron realizados, muchas investigaciones por parte de compañías, universidades y gobiernos por todo el mundo. William Martini (1978) desarrolló una guía de todas las actividades conocidas hasta entonces sobre motores Stirling.

También podemos encontrar múltiples usos de este tipo de máquinas funcionando como **refrigeradores o bombas de calor**. Ya que debido a su diseño y el ciclo termodinámico base de funcionamiento, esta máquina es capaz de funcionar en cuatro modos de trabajo. Como motor a partir de un foco frío de temperatura o uno caliente, y a partir de trabajo mecánico aplicado, puede realizarlo como bomba de calor o refrigerador. Y aunque podemos encontrar múltiples actividades y estudios realizados para este tipo de funcionamiento de la máquina, no entraremos en esos temas para centrarnos en su funcionamiento como motor.

La posibilidad de trabajar como refrigerador fue descubierta en 1834 por John Herchel, y en 1876 Alexander Kirk describió una máquina refrigeradora que estuvo en uso durante 10 años. Sin embargo, no fue hasta finales de los 40 cuando se realizó un serio esfuerzo por el desarrollo de una máquina refrigeradora de Ciclo Stirling. De nuevo, este estudio fue asumido por la compañía Philips en Eindhoven. La primera máquina, un licuador de aire fue introducida en 1953. Desde entonces, importantes investigaciones han resultado en el desarrollo de diferentes máquinas criogénicas de refrigeración, cubriendo un amplio rango de capacidades de refrigeración, y han llevado a la fabricación de equipamiento asociado a la investigación criogénica y aplicaciones industriales. Poco después, se demostró que las máquinas de ciclo Stirling eran más apropiadas para rangos criogénicos (temperaturas extremadamente bajas) que para rangos de temperaturas mayores, (intereses domésticos o industriales), los cuales son dominados actualmente por maquinas de refrigeración de ciclos de compresión de vapor o de gas.

También se realizaron investigaciones orientadas al mercado de maquinas refrigeradoras en miniatura, por varias compañías, algunas de ellas especializadas en refrigeradores criogénicos en miniatura como la North American Philips Inc. Su principal interés resultaba el suministro de pequeños refrigeradores para aplicaciones electrónicas, principalmente para equipamiento de detección infrarroja para diversos propósitos tanto militares como civiles.

De estas dos aplicaciones principales de la máquina Stirling, nos centraremos en la de funcionamiento como motor, por intereses de estudio y la posible aplicación como generador eléctrico en comunidades rurales aisladas en países en vías de desarrollo que se desea de este proyecto.

A.4 ULTIMA ÉTAPA HASTA LA ACTUALIDAD

En 1980, con la crisis del petróleo, los motores Stirling se convirtieron en una propuesta viable con rápidos avances en la tecnología de materiales. Esta fue la **segunda etapa de transformación de los motores Stirling**.

Sin embargo, a parte de las ocasionales subidas de precios, los costes del combustible fueron generalmente menores desde los 80 (particularmente para las naciones más industrializadas) y la presión para encontrar motores alternativos con bajos costes y más eficientes tuvo un gran bajón, siendo relegado a un segundo plano. El bajo costo del combustible aceleró los problemas de la polución. La acumulación de CO_2 en la atmósfera está produciendo el conocido efecto invernadero, provocando que las temperaturas globales medias aumenten. Esto, como ya es conocido por todos actualmente, puede provocar cambios en el clima catastróficos e incluso llegar a fundir los casquetes polares. Otro serio problema al que se enfrentó la humanidad es la acumulación de clorofluorocarbonos (CFCs) en la parte superior de la atmósfera. Estos componentes están rompiendo la luz ultravioleta en componentes altamente reactivos los cuales eventualmente consumen enormes cantidades de la protectora capa de ozono. La fabricación y empleo de CFC fueron prohibidos por el protocolo de Montreal, debido a que los CFC destruyen la capa de ozono. Sin embargo, pese a ello, la reciente producción de CFC repercutirá efectos negativos sobre el medio ambiente por las próximas décadas. Tanto los CFCs como (Hydroclorofluorocarbonos) HCFCs son componentes elegidos en refrigeración y aires acondicionado así como otras aplicaciones de bomba de calor. De forma más reciente incluso los últimos refrigerantes alternativos, hidrofluorocarbonos (HFC) se ha demostrado que temibles agentes para el cambio climático y están actualmente bajo estudio para ser potencialmente prohibidos.

Las máquinas de ciclo Stirling, las cuales pueden operar tanto como motores como bombas de calor han despertado mucho interés, debido a sus muchas características favorables, entre las que podemos incluir:

i. Elevado rendimiento, ya que el motor Stirling puede potencialmente alcanzar el rendimiento ideal de Carnot. Posee el máximo de eficiencia o COP obtenible para cualquier motor trabajando entre la misma diferencia de temperaturas.
ii. Mínima contaminación. En el caso de nuestro motor, los gases de escape son relativamente limpios y fríos. Podemos conseguir un magnifico control de la combustión (si el combustible elegido lo requiere), la cual ocurre a presión casi atmosférica y que, por ello, no genera óxidos nitrosos ni otros compuesto altamente tóxicos.
iii. Silencioso y prácticamente sin vibraciones en alguna de sus configuraciones.
iv. Capacidad de ser alimentado con diferentes combustibles. La fuente de energía puede ser casi cualquiera de cualquier parte, mientras se consiga la temperatura alta necesaria. Los motores Stirling pueden funcionar con energía solar y variedad de combustibles tanto

líquidos como sólidos. Puede ser utilizado como bomba de calor también utilizando una configuración dúplex.

v. Mantiene su interior sellado, no contiene válvulas de admisión o escape, con lo que se mantiene limpio, lubricado y con mínimo desgaste de sus partes. Algunas de estas aplicaciones se han demostrado con vidas de operación superiores a 10 años.

vi. El funcionamiento reversible permitido en algunos dispositivos pueden ser utilizados siendo respetuosos con el medioambiente para amplios rangos de temperatura como refrigerador o bomba de calor. Esta característica también introduce la posibilidad del freno regenerativo.

vii. El calor residual es relativamente fácil de recuperar (comparado con el calor residual de un MCI) lo que hace estos motores muy útiles para sistemas híbridos como bombas de calor o generadores de potencia.

viii. Potencia específica razonable.

ix. Características de par apropiadas para las aplicaciones en transporte. Esto nos lleva a diseños de transmisión simple.

x. El mayor trabajo específico de cualquier ciclo cerrado.

xi. Por no ser un motor de explosión, podemos destacar su silencio (ya nombrado), su entrega de potencia es más lineal (sin “empujes” bruscos) por lo que requiere menos volante, sus partes no sufren impactos y en consecuencia duran más.

xii. Posee una baja cantidad de elementos móviles, sobre todo en comparación con los motores de combustión interna, lo que permite pérdidas de rendimiento por fricción muy bajas.

xiii. Un motor Stirling utiliza un fluido de una sola fase, es decir, no existe cambio de fase en todo el ciclo; y este fluido suele mantener una presión interna cercana a la presión de diseño, de este modo para un sistema correctamente diseñado es riesgo de explosión es mínimo.

xiv. En muchos casos la baja presión de trabajo nos permite utilizar cilindros ligeros.

xv. Pueden ser construidos para trabajar silenciosamente y sin aporte de aire, propulsión independiente de aire; usado en aplicaciones como submarinos o propulsión en el espacio.

xvi. Arrancan fácilmente (aunque lentamente) y trabajan muy eficientemente con climatología fría, en contraste con los motores de combustión interna, que arrancan rápidamente con tiempo caluroso, pero no con frio.

Aunque también podemos nombrar algunos, defectos, entre los más sobresalientes:

ASPECTOS DE TAMAÑO Y COSTE

i. El diseño de los motores Stirling requiere intercambiadores de calor para el calor de entrada y de salida, y estos deben contener la presión del fluido de trabajo, además la presión es proporcional a la potencia de salida del motor. Adicionalmente, la zona de expansión suele estar a una muy alta temperatura, con lo cual los materiales deben soportar los efectos destructivos de la fuente de calor, y poseer poca deformación a causa de la temperatura. Habitualmente esos requerimientos de materiales incrementan sustancialmente el costo del motor. Los costos de material y montaje para un intercambio de calor a alta temperatura por regla general suponen el 40% del coste total del motor.

ii. Se requieren grandes superficies de intercambios de calor, lo que hace aumentar desmesuradamente su tamaño en comparación con los motores de combustión interna.

iii. Todo ciclo termodinámico necesita de una gran diferencia de temperatura para un funcionamiento eficiente. En una combustión externa, la temperatura del calentador es siempre igual o superior a la temperatura de expansión. Esto significa que los requerimientos metalúrgicos para el material del calentador son muy exigentes. Sucede algo similar con la turbina de gas, pero en comparación con los motores de combustión interna, donde la temperatura de expansión puede exceder por mucho el limite metalúrgico de los materiales del motor, ya que la fuente de calor no es dirigida a través del motor, con lo que lo materiales del motor trabajan cerca de la temperatura media del fluido de trabajo.

iv. La disipación de calor es especialmente complicada debido a que la temperatura del refrigerante debe mantenerse lo más baja posible para maximizar la eficiencia térmica. Esto aumenta el tamaño de los radiadores, lo que puede dificultar el recubrimiento. Junto con el coste de los materiales, este ha sido uno de los factores limitantes a la hora de adoptar los motores Stirling como propulsión para automóviles. Para otras aplicaciones no es necesaria esa alta densidad de potencia, como puede ser la propulsión de barcos, microgeneración estacionaria o para sistemas que combinen bombas de calor y potencia.

v. Dificultad en la construcción del motor para sellar el fluido de trabajo durante toda la vida útil, así que su fabricación requiere mucha precisión, aunque se desgaste menos que otros motores.

ASPECTOS DE POTENCIA Y PAR

i. Los MCS, especialmente los que trabajan con pequeñas diferencias de temperatura, son bastante grandes para la cantidad de potencia que producen, es decir tienen poca potencia específica. Esto es principalmente debido al bajo coeficiente de trasferencia de calor de la convección gaseosa la cual limita el flujo de calor que podemos encontrar en un intercambiador de calor frio típico de unos 20-40 W/(m·K), y en un intercambiador caliente de 50-100 W/(m·K). Esto hace muy estimulante para el diseñador del motor el conseguir la trasferencia de calor hacia y desde el gas de trabajo. Aumentar la presión y/o temperatura del motor permite a los motores Stirling producir más potencia, suponiendo eso si que los intercambiadores de calor están diseñados para ese incremento de carga de calor y pueden entregar el flujo de calor necesario.

ii. Un motor Stirling no puede arrancarse de forma instantánea, necesita calentarse. Esto es así para todos los motores de combustión externa, pero el tiempo de calentamiento es menor para los Stirling que para otros motores de este tipo como los motores de vapor. Los mejores usos del motor Stirling son como motor de velocidad constante.

iii. Potencia de salida de estos motores tiende a ser constante, y para ajustar esto se requiere un diseño cuidadoso y mecanismos adicionales. Generalmente, cambios en la salida suelen ser obtenidos con cambios del desplazamiento del motor (utilizando generalmente una transmisión por disco giratorio) o modificando la cantidad de fluido de trabajo, modificando ángulo de fase del desplazador o pistón de potencia, o en otros casos simplemente modificando la carga del motor. Esta propiedad es menos importante si pensamos en propulsión eléctrica hibrida o generación de carga base donde la entrega constante de potencia es deseable.

iv. El control de su velocidad es difícil.

ASPECTOS DE ELECCIÓN DE GAS

El uso de fluidos diferentes del aire fue llevado a cabo por primera vez por la Phillips, tras un accidente fatal que implicaba la explosión del aceite lubricante en un motor de aire altamente presurizado.

i. El fluido de trabajo es gaseoso, lo que acarrea dificultades operativas, con lo que los fluidos realmente viables debido a sus buenas propiedades termodinámicas son el helio y el hidrógeno, claro que esto dependerá de los requerimientos exigidos al motor.
ii. La baja viscosidad del Hidrógeno, su alta conductividad térmica y alto calor específico hacen de este gas el más eficiente de todos para ser usado en un MCS en términos de termodinámica y dinámica de fluidos.
iii. Los MCS más avanzados técnicamente, como los desarrollados por el gobierno de los Estados Unidos, utilizan helio como gas de trabajo. Pero el helio es bastante caro y debe ser alimentado por una botella de gas.
iv. Algunos motores utilizan aire o nitrógeno como fluido de trabajo, pero el uso de aire comprimido en contacto con materiales o sustancias inflamables supone un riesgo de explosión ya que el aire comprimido contiene una presión parcial de oxigeno muy alta.

A.5 ACTUALIDAD Y FUTURO DE LOS MOTORES DE CICLO STIRLING

Frente a la inminente imposibilidad de seguir abasteciendo al planeta de energía proveniente de fuentes tradicionales, comienzan a cobrar gran importancia todas aquellas alternativas que plantean una nueva forma de convivir con el entorno. Las llamadas fuentes de energía renovables, traen aparejadas grandes ventajas, como ser: su carácter de inagotable, el cuidado del medio ambiente y la posibilidad de producción descentralizada e independiente.

El escenario planteado constituye la principal motivación para la realización de este trabajo, el cual se orienta al aprovechamiento de la energía solar para la producción de energía eléctrica.

En particular, se considera al sistema estudiado especialmente útil para el desarrollo de áreas rurales en un comienzo, sin embargo, se espera que en un futuro próximo este medio de generación de energía pueda hacerse extensible a otras actividades.

Tras comprobar las buenas características del motor en estudio, Motor de Ciclo Stirling, y sus evoluciones a lo largo de su vida cabe preguntarse por qué entonces el uso del motor Stirling no se ha extendido más, si su eficiencia es alta, no produce gases de escape y puede funcionar con fuentes de energía no contaminantes. Los impedimentos que existen para la sustitución de los motores actuales (Diesel y Otto), los cuales ya comprobamos antes porque desbancaron al Stirling cuando fueron inventados, son diversos, entre los que destaca el hecho de que estos se producen a gran escala, lo que abarata la producción. Un cambio en la industria para producir otro tipo de motor representa una gran inversión y por lo tanto un elevado precio del mismo; por lo menos al inicio.

Por otra parte, los motores eléctricos se han visto como una buena alternativa para sustituir a los de combustión interna. Una de sus ventajas es que pueden producir cualquier potencia con un alto rendimiento (más de 90%), además es posible utilizarlos en los automóviles y para muchas aplicaciones industriales.

Otro aspecto a considerar es el de las fuentes de energía. La sustitución de los combustibles fósiles por fuentes no contaminantes es obstaculizada tanto por los intereses económicos de las empresas y países que los producen y distribuyen, como por el hecho de que los avances tecnológicos en materia de energías alternativas, como la solar, hasta ahora eran insuficientes para utilizarlas ampliamente. No obstante, va cobrando fuerza la idea de desarrollar motores como el Stirling, que pueden funcionar tanto con combustibles fósiles como con fuentes de energía no contaminantes, de manera que poco a poco los primeros sean sustituidos por esas fuentes. Los beneficios ambientales de este cambio serian enormes.

El reciente interés por la alta eficiencia que teóricamente poseen los motores Stirling ha sido alentado por la inestabilidad en el suministro de las actuales fuentes primarias de energía. Muchos gobiernos y organizaciones están realizando importantes esfuerzos en investigaciones para el desarrollo de máquinas Stirling prácticas. Como ya se ha dicho, las ventajas más significantes del motor Stirling es la capacidad de ser alimentado por multitud de combustibles, es silencioso, su potencial para ser altamente fiable, altas eficiencias a bajos y medios niveles de potencia y bajas emisiones.

Así, los retos en lo que se refiere a la energía son lograr un mejor aprovechamiento de las fuentes no contaminantes y al mismo tiempo producir motores más eficientes. El invento de Robert Stirling podría ser la clave y convertirse en lo que él imagino: el motor del futuro.

Actualmente, el uso más fructífero de los motores Stirling, además de importantes programas espaciales, en los que es utilizado como generador de potencia a partir de energía atómica podemos afirmar que se trata de la producción eléctrica.

Hoy en día el motor está ya muy maduro en su diseño (tiempo de vida aprox. 100.000 horas) existen aún pocas aplicaciones comerciales y muchos proyectos de investigación.

Las unidades basadas en motores Stirling son consideradas las unidades más eficientes en la conversión térmica solar de baja potencia. Para analizar y mejorar el rendimiento de los tres principales subsistemas que componen estas unidades: el receptor solar, el circuito termodinámico del gas y el mecanismo que comandará el movimiento, existen en desarrollo códigos de simulación a lo largo de todo el mundo.

Viendo todos estos aspectos de los MCS se va a describir una tabla resumen en la que veremos reflejados las diferentes necesidades y tendencias futuras de las unidades de potencia y las propiedades atractivas de los motores Stirling relacionadas con ellas.

NECESIDADES Y TENDENCIAS FUTURAS	PROPIEDADES ATRACTIVAS DE LOS MCS
Reducción combustibles convencionales	·Capacidad de trabajo con multitud de combustibles ·Bajo consumo combustible
Aumento precio combustibles fósiles	· Alta eficiencia · Uso de combustibles alternativos
Uso combustibles alternativos	· Uso de combustibles alternativos · Uso múltiples combustibles
Demanda bajo nivel sonoro y motores menos contaminantes	· Combustión limpia (según fuente energía sin combustión) · Bajo nivel sonoro
Aprovechamiento calores residuales	Baja temperatura funcionamiento.

Se tratarán a continuación las diferentes aplicaciones actuales de este tipo de motores, se mostrará la situación actual de las tecnologías y perspectivas de futuro de estas. La primera de ellas, la que atañe a este proyecto, se trata de la cooperación al desarrollo, o diseño de nuevas Tecnologías para el Desarrollo Humano (TpDH); concepto que se desarrollara en los ANEXOS.

A.5.1. COOPERACIÓN AL DESARROLLO

Este es el punto en el que se basará el resto del trabajo, ya que la finalidad última de este estudio es el desarrollo de este tipo de motores para su uso para producción eléctrica en comunidades rurales aisladas es países en vías de desarrollo.

Lo requerimientos poco exigentes acerca del combustible que alimente el motor, durabilidad y facilidad de fabricación y reparación, hacen del motor Stirling un mecanismo particularmente apropiado para su uso en países en vías de desarrollo donde la energía solar o combustibles derivados de la biomasa son disponibles. Motores de aire ligeramente presurizados en rangos de potencia de salida de 1kW, pueden mostrar una eficiencia térmica dentro de unos rangos de 15-20% con intercambiadores de calor simples. Los motores de cilindro libre son baratos, robustos y trabajan muy bien como bombas para riego, y otras aplicaciones accesibles para movimientos alternativos. Los motores con alternadores lineales son más caros pero sin embargo muy fáciles de construir y duraderos. También se pueden encontrar máquinas refrigeradoras muy sencillas con la conocida como disposición Duplex, muy útil para refrigeración de alimentos y aire acondicionado.

USOS

Riego con biomasa.

Cualquier disposición del motor Stirling es apropiada para el riego siendo alimentado el motor con biomasa, la provisión de abundante biomasa como combustible es una labor barata para alimentar el motor.

El mecanismo de cigüeñal es práctico para motores de potencia desde 500W hasta varios kW. Los motores de cilindro libre pueden ser una buena bomba de riego de unos 500W. Ambos motores pueden ser funcionar correctamente como bombas superficiales o profundas. Además utilizado como generador eléctrico puede conectarse a una bomba eléctrica para bombeo.

Generación eléctrica

Al igual que en el bombeo, tanto mecanismos de cigüeñal u otras disposiciones mecánicas, que se verán más adelante, son apropiadas para esta aplicación. Por ejemplo, el motor de pistón libre con alternador, tiene las ventajas de mínimo ruido y larga vida útil, aunque es difícil de repara en el campo. El arrastre mecánico, como cigüeñal por ejemplo es simple, fácil de reparar y barato, además de poder ser fabricado en pequeños talleres mecánicos que no necesitan una gran dotación tecnológica.

Potencias grandes, superiores a varios kW no parece viable que vayan a ser alcanzadas con este tipo de tecnología en un futuro próximo, aunque sí que se puede pensar en la modularidad de este sistema, y combinar pequeñas unidades en una unidad mayor para conseguir mayor potencia.

Procesado de cereal (desperdicios agrarios como combustible)

Esta es una gran aplicación desde el punto de vista de la disponibilidad de biomasa como combustible para el motor. Ya se han realizado proyectos de este tipo, utilizando por ejemplo la cascarilla del arroz como combustible. Existen proyectos desarrollados por USAID (Agencia de Estados Unidos para el Desarrollo Internacional) que han tenido un gran éxito, como el motor que se desarrollo para ser fabricado y utilizado en Bangladesh.

Energía solar

Es importante reconocer que los Motores Stirling son máquinas ideales para el funcionamiento con elevadas temperaturas. Así pues para su aplicación con energía solar son necesarios concentradores o colectores solares. Este aspecto puede aumentar considerablemente el coste del sistema y los requerimientos de mantenimiento. Además este tipo de dispositivos aprovechan principalmente la componente directa de la radiación solar; por lo que son necesarias horas de cielo claro para que los colectores consigan las altas temperaturas necesarias para el correcto funcionamiento del motor. Por esta razón, sistemas Stirling con concentradores, seguidores solares... pueden resultar mucho más caros y requerir mucha más atención en su operación que los motores que utilizan otros combustibles como fuente de calor.

Con estas limitaciones en mente, cabe destacar que existen situaciones en las que los sistemas solares deben tenerse en cuenta: como zonas con una intensa radiación solar, en las que la biomasa no está disponible… Además actualmente se conocen ya máquinas capaces de funcionar con bajas diferencias de temperatura, reduciendo muchísimo así la limitación que puede tenerse al utilizar estas aplicaciones con energía solar.

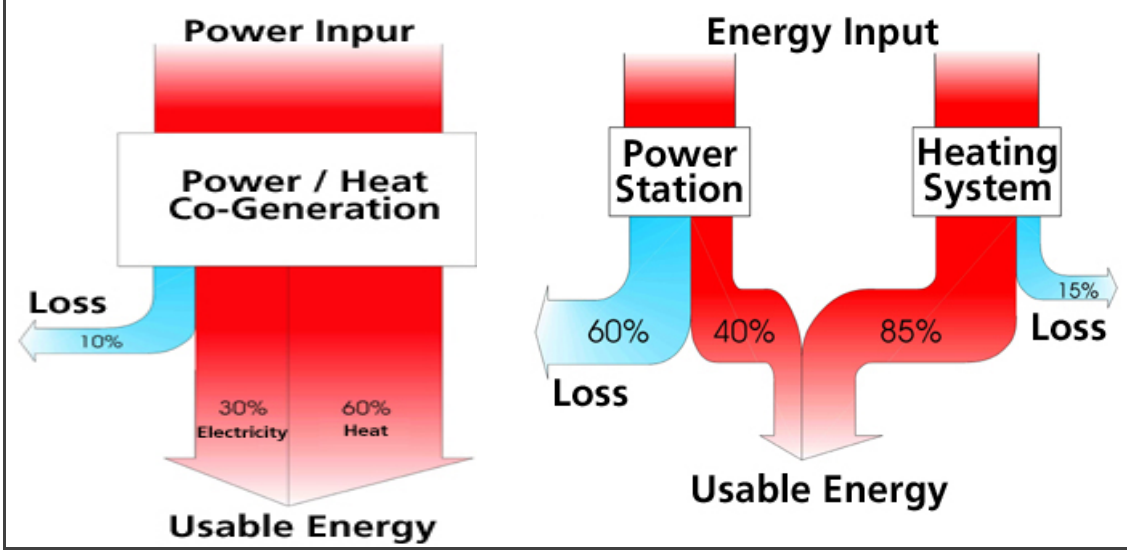
A.5.2. MICRO-COGENERACIÓN

Una aplicación que utiliza la ventaja de esas características es el nuevo campo dirigido a la micro-cogeneración. Los sistemas de cogeneración generan in-situ potencia eléctrica, mientras satisfacen las demandas de calor, utilizando, los excedentes de calor generados. Un funcionamiento silencioso y una larga vida son requerimientos importantes. En la figura podemos observar el prototipo de un motor Stirling de pistón libre de 1 kW desarrollado específicamente para esta aplicación.

Fig.A 4 Motor Stirling de pistón libre para cogeneración

En el diagrama siguiente puede observase las ventajas ecológicas que encontramos de la generación de calor + cogeneración con motores

Cogeneración POTENCIA-CALOR	Producción convencional
Producción simultanea de electricidad y calor desde una fuente local	Electricidad de una central de producción y calor desde a partir de una fuente local (sistema de calefacción)



Stirling.

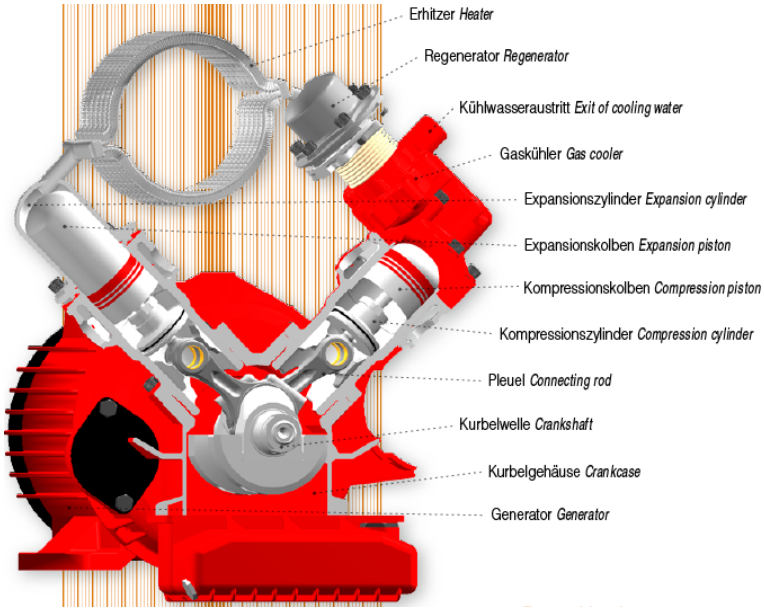
La producción descentralizada de electricidad-calor con cogeneración resulta un vía muy efectiva para la reducción de emisiones de CO_2. Actualmente se están desarrollando este tipo de unidades de generación descentralizada, y tienen un gran potencial, sobre todo esas pequeñas unidades con rangos de potencia de entre 5-10 kW eléctricos.

APLICACIONES

La idea de la producción combinada de calor y electricidad (ó CHP por sus siglas en inglés Combined Heat & Power) no es nueva. La primera planta energética de Thomas Edison era combinada.

No obstante, el concepto de generar calor y electricidad de una manera que no sólo sea económica sino también lo bastante silenciosa como para usarse en el ámbito doméstico, se ha hecho realidad a partir de un desarrollo más reciente.

Fig.A 5 Unidad de microcogeneración STIRLING SOLO 161



A escala industrial, la CHP se emplea habitualmente.

Una unidad micro-CHP alimentada por gas natural tiene el potencial de ahorrar el dinero del consumidor usando el mismo combustible para generar con mayor eficiencia calor y electricidad.

Los sistemas micro-CHP responden primariamente a la demanda de calor, suministrando electricidad como subproducto. Esta tecnología trata la producción simultánea de calor y electricidad en viviendas unifamiliares. Efectivamente la micro CHP sustituye a la caldera de gas tradicional y proporciona calor y agua caliente tal como ella, pero adicionalmente proporcional a mayoría de la electricidad requerida en la vivienda. Aunque las pequeñas unidades producen, por definición pequeñas cantidades de electricidad, la importancia de la micro CHP recae en el gran potencial de una gran cantidad de sistemas instalados en hogares de toda Europa donde el gas natural es actualmente el

combustible dominante en las calefacciones de hogares. Podría lograrse la producción de un gran porcentaje de la electricidad consumida en esos países.

La unidad está compuesta de dos partes, una que actúa como generador y otra que actúa básicamente como una caldera o una bomba de calor, brindando calefacción y otras prestaciones domésticas análogas.

Actualmente los micro-CHPs ya se usan en unas 30.000 casas en Japón. El sistema ha sido muy bien recibido por los usuarios. Aunque el costo inicial es más del doble que el de una caldera convencional, los micro-CHPs pueden ahorrar a los usuarios hasta 700 dólares por año en las facturas de electricidad, según Guyer. Incluso poseen un dispositivo para suministro auxiliar de energía, por si la electricidad se corta por cualquier razón.

Estas máquinas también tienen la ventaja de ser muy superiores, en cuanto a la conservación energética, a los sistemas tradicionales. La estrategia básica es que el combustible que un sistema convencional utiliza para mantener caliente una casa, en un micro-CHP se aprovecha además para generar electricidad.

La compañía de Guyer, Climate Energy, ha estado ejecutando demostraciones gratuitas de su unidad micro-CHP, con el fin de ampliar mercados. Muchas personas se sorprendieron al comprobar lo muy silencioso que es el generador y su notable producción de calor útil para calefacción.

Pueden encontrarse en el mercado, también este tipo de máquinas con motores Stirling y calderas de biomasa; provocando unos importantes ahorros económicos e incluso ingresos. Esto ingresos provocado por un exceso de electricidad suministrada por el sistema y que puede ser vendida a la red. Además de la reducción de emisión de contaminantes y dependencia de combustibles fósiles que el uso de la biomasa supone.

Aunque casi se pueden deducir intuitivamente las ventajas de la cogeneración, cabe destacar, que podemos encontrar las siguientes ventajas en la microcogeneración:

- Significantes ahorros en emisiones de CO_2.
- Ahorros para el propietario a través de la producción de su propia electricidad.
- Beneficios económicos para utilidades especialmente ayudando como apoyo cuando la red está sobrecargada.
- Reducción de la necesidad de grandes centrales eléctricas y su redes de distribución asociadas.
- Crear oportunidades para la integración de combustibles como la biomasa y venta de electricidad creada por pequeños productores.

Fig.A 6 Microgen SUNPOWER

Como el mostrado para explicar de qué se trata la microcogeneración, podemos encontrar varios modelos comerciales similares, alguno de los cuales se muestra a continuación:

La caldera que puede verse en la figura tiene una potencia de 1.1kW eléctrico y 38 caloríficos, basada en una caldera de condensación alimentada con gas, aunque esta alimentación de combustible puede ser flexible. Consigue una eficiencia global del sistema de más de un 90%.

A.5.3. REFRIGERACIÓN

Como ya se ha comentado, las máquinas Stirling pueden funcionar como refrigerador, bomba de calor y como motor, si se diseña la máquina correctamente, pueden conseguirse temperaturas extremadamente bajas. De hecho, los refrigeradores Stirling han conseguido temperaturas por debajo de los 10 grados kelvin.

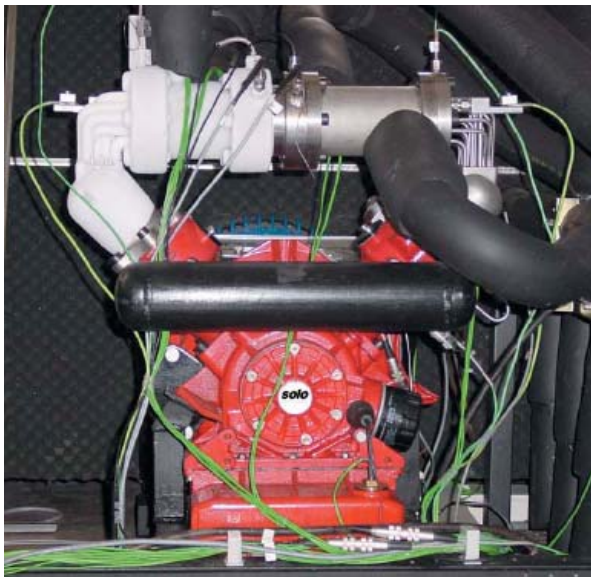


Fig.A 7 SOLO STIRLING GmbH

Claramente esta facilidad para funcionar como refrigeradores es un gran beneficio en climas cálidos. No obstante, también es beneficioso en el campo de la tecnología criogénica, hasta el punto de resolver los requerimientos, a escala industrial, de la licuefacción del metano.

Empresas europeas, junto con universidades alemanas han desarrollado el motor Stirling como refrigerador, consiguiendo máquinas que como ya se ha comentado antes consiguen temperaturas inferiores a -200°C. Estas temperaturas son utilizadas en tecnología de baja temperatura, como la licuefacción del metano ya nombrada en el sector médico, tratamiento de alimentos a nivel industrial o superconducción.

Con variaciones en la velocidad, la presión del gas durante el proceso la salida puede ser controlada dentro de un amplio rango.

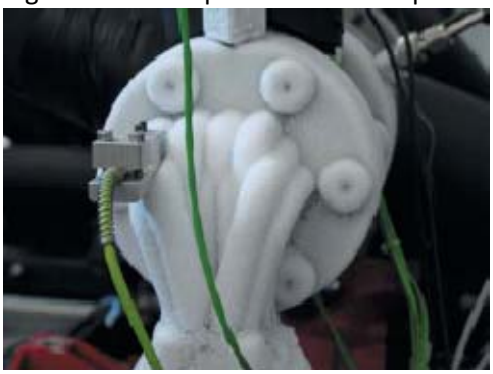


Fig.A 8 Zona fría del SOLO STIRLING GmbH

Aspectos de la refrigeración

- Cualquier temperatura puede ser seleccionada para el proceso de refrigeración y el agua de refrigeración.
- Excelentes características de carga de cada uno de los componentes.
- Excelente control.
- Máximos valores de salida de refrigeración: ~4 kW at –120 ° C / ~8 kW at –40 °C

A.5.4. IMPULSIÓN SUBMARINOS

Recientemente, ha crecido la demanda de submarinos que tengan una capacidad de permanecer mayor tiempo en inmersión, lo cual generó un interés creciente en tecnologías de propulsión independiente del aire (AIP) y le dio nueva vigencia a la idea del Dr. Walter.

Actualmente, los desarrolladores de sistemas de propulsión están trabajando activamente en las siguientes líneas genéricas de equipos de propulsión:

- Equipamiento diesel que utiliza oxígeno líquido almacenado (LOX)

- Turbinas de vapor de ciclo cerrado.

- Equipamiento Stirling con combustión externa.

- Celdas de combustible de hidrógeno-oxígeno. Equipamiento Diesel de Ciclo Cerrado

Maquinaria de Ciclo Stirling

En la maquinaria de ciclo Stirling, el calor generado por una fuente externa, es transferido a una cantidad cerrada de fluido de trabajo- generalmente un gas inerte y se guía al mismo a través de una secuencia repetida de cambios termodinámicos. Por medio de la expansión del gas contra un pistón y llevándolo luego a un intercambiador de calor separado para la subsecuente compresión, el calor proveniente de combustión externa puede ser transformado en trabajo mecánico y luego en electricidad. Al igual que el sistema MESMA, este motor; tiene ventajas sobre los sistemas de combustión interna (como el CCD). El sistema Stirling provee ventajas significantes en materia de administración de los gases de exhaustación y control de la radiación acústica.

La maquinaria de ciclo Stirling, forma la base del primer sistema AIP que entró en servicio naval con la Armada de Suecia. El constructor sueco es Kockums Naval Systems, empresa que testeó una planta prototipo en 1989. Hoy día, tres submarinos suecos están dotados cada uno de ellos con dos equipos Stirling de 75 kW. Los cuales funcionan adjuntos a su maquinaria diesel-eléctrica y queman oxigeno líquido y combustible diesel para generar electricidad para propulsar el submarino o cargar sus baterías, todo ello dentro de un enfoque que sigue manteniendo la planta convencional diesel eléctrico como principal aparato motor del submarino. La armada sueca informa que tiempo que pueden permanecer en inmersión estos submarinos de 1500 toneladas a una velocidad de 5 nudos, es de 14 días. Es posible alcanzar una considerable velocidad en inmersión cuando las baterías están cargadas a tope.

Fig.A 9 Submarino son sistema Stirling AIP

A.5.5. AUTOMÓVILES

Como se ha visto en el punto inicial, se han realizado importantes esfuerzos en desarrollo de este tipo de motores para las aplicaciones en automoción, que como puede comprobarse actualmente no han tenido buenos resultados, o no han sido tan tenidos en cuenta como se esperaba. Se enumeraran a continuación las ventajas y desventajas de estos motores frente a los que actualmente se utilizan en automoción el Diesel y Otto.

Sus principales ventajas son:

- Su elevado rendimiento, ya que el motor Stirling puede potencialmente alcanzar el rendimiento ideal de Carnot.
- Posee una baja cantidad de elementos móviles, sobre todo en comparación con los motores de combustión interna, lo que permite pérdidas de rendimiento por fricción muy bajas.
- El hecho que el ciclo en la realidad sea cerrado hace que potencialmente se puedan obtener niveles muy bajos de emisiones.
- Dado que es un motor de combustión externa el proceso de combustión se puede controlar muy bien, con lo que se reducen las emisiones.
- Como intercambia calor con el exterior, se pueden utilizar una gran cantidad de fuentes de calor, como por ejemplo energía nuclear, energía solar y combustibles fósiles, entre otras.
- El bajo nivel de ruido y la ausencia de vibraciones con que opera.

Sus principales desventajas son:

- Baja densidad de potencia debido a la combustión externa, lo que condiciona su tamaño.
- Dificultad en la construcción del motor para sellar el fluido de trabajo durante toda la vida útil, lo que eleva su costo
- Falta de experiencia en la construcción de este tipo de motores en el rubro automotriz.
- Como el fluido de trabajo es gaseoso, esto acarrea dificultades operativas, con lo que los fluidos realmente viables debido a sus buenas propiedades termodinámicas son el helio y el hidrógeno.
- Lento tiempo de respuesta.
- Se requieren grandes superficies de intercambios de calor, lo que hace aumentar desmesuradamente su tamaño en comparación con los motores de combustión interna.
- Largo tiempo de encendido y apagado del motor.

Una de las mayores dificultades para utilizar motores Stirling en vehículos no híbridos es que resulta muy difícil construir uno de estos motores logre partir instantáneamente. Cuando uno se sube a su auto, le gusta que parta a la primera y pueda salir inmediatamente, cosa que los motores Stirling no pueden hacer. A pesar de estas limitaciones, Ford, GM, y American Motors Corp. (AMC) gastaron millones de dólares desarrollando motores Stirling para autos antes de los años 70. Ford también construyó un Stirling que puede salir andando (con una potencia relativamente baja) 20 segundos después de que le des la partida. Muchos prototipos fueron construidos y probados. Luego el precio del petróleo se vino abajo en los años 80 y la gente comenzó a comprar grandes autos, sin preocuparse por cierto de su rendimiento. A pesar de ello no hay aparentemente una buena razón para construir un motor que sea sustancialmente más eficiente que el motor de combustión interna, pero que no parta instantáneamente.

Fig.A 10 AMC Spirit del año 1979

Aquí se muestra la foto de un automóvil AMC Spirit del año 1979 el cual estaba equipado con un motor Stirling experimental de planta llamado el "P-40". Este auto era capaz de quemar bencina, petróleo o un tipo de gas (gashol). Este motor Stirling P-40 prometía una baja polución, una mejoría del 30% en rendimiento (Kms/lt), y un igual desempeño que el motor estándar de combustión interna.

Dadas las características del motor Stirling, se está desarrollando mucha investigación en el mundo para analizar la conveniencia de utilizarlo como fuente motriz en vehículos híbridos. Dentro de esta área, se piensa más apropiado para HEV en serie, ya que para un HEV en paralelo se necesitaría una mejor respuesta a las solicitudes del conductor así como mayor facilidad para arrancarlo.

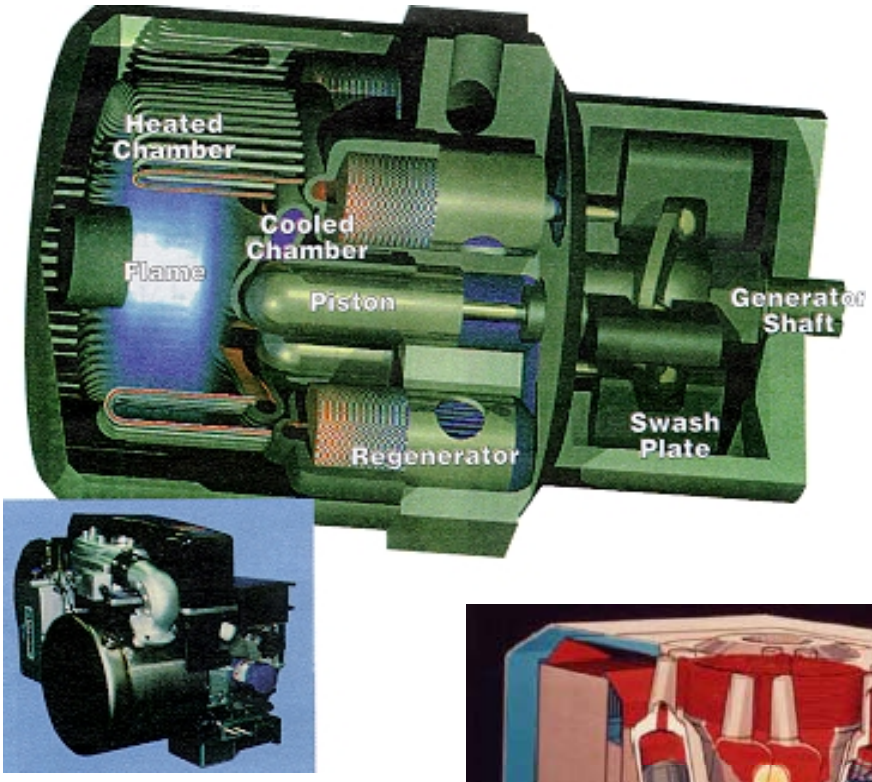
El gigante estadounidense GM (General Motors Company), está actualmente construyendo y desarrollando motores Stirling como parte de un contrato con el Departamento de Energía de Estados Unidos para desarrollar un sistema de propulsión híbrido para sus vehículos en el futuro. El equipo de la GM desarrolló en 1998 un prototipo de automóvil llamado Gen2 Stirling HEV, cuya foto mostramos a continuación:

Fig.A 11 Gen2 Stirling HEV

El motor Stirling desarrollado por GM usa hidrógeno como fluido de trabajo y tiene varias particularidades. La principal es un disco rotatorio montado en ángulo y unido al pistón (plato oscilante) que reemplaza a la tradicional biela, y será explicado más adelante.

Los motores Stirling son silenciosos, suaves y, como las turbinas, son motores de combustión continua por lo que deberían producir muy bajas emisiones. El plato oscilante fue desarrollado para controlar mejor la salida de potencia y así darle al motor una respuesta más rápida".

Fig.A 12 Motor Stirling con mecanismo de plato oscilante



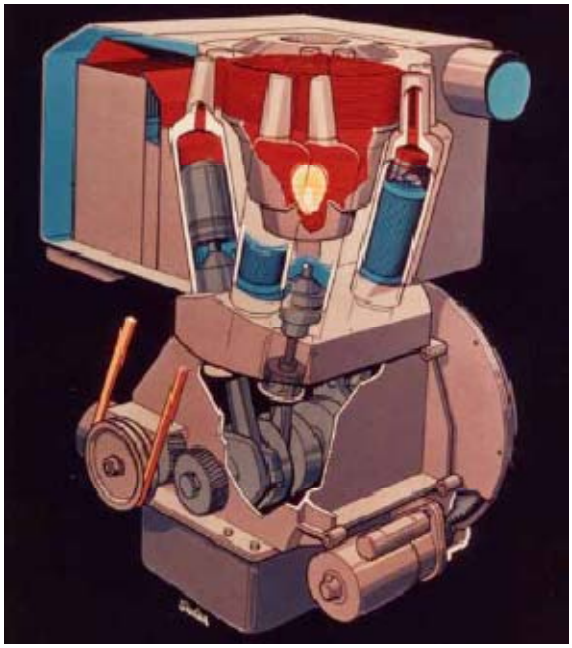


Fig.A 13 Motor V4X2 de United Stirling.

A.5.6. GENERACIÓN ELÉCTRICA

La tecnología de discos Stirling, es una de las tecnologías solares más viejas. A finales de los 70 y principio de los 80 un moderna tecnología de disco Stirling fue desarrollada por Adanco Corporation, United Striling AB, McDonnell Douglas Aerospae Corporation (MDA), el Departamento de Energía de Estados unidos (DOE) y el Laboratorio de propulsión de la NASA.

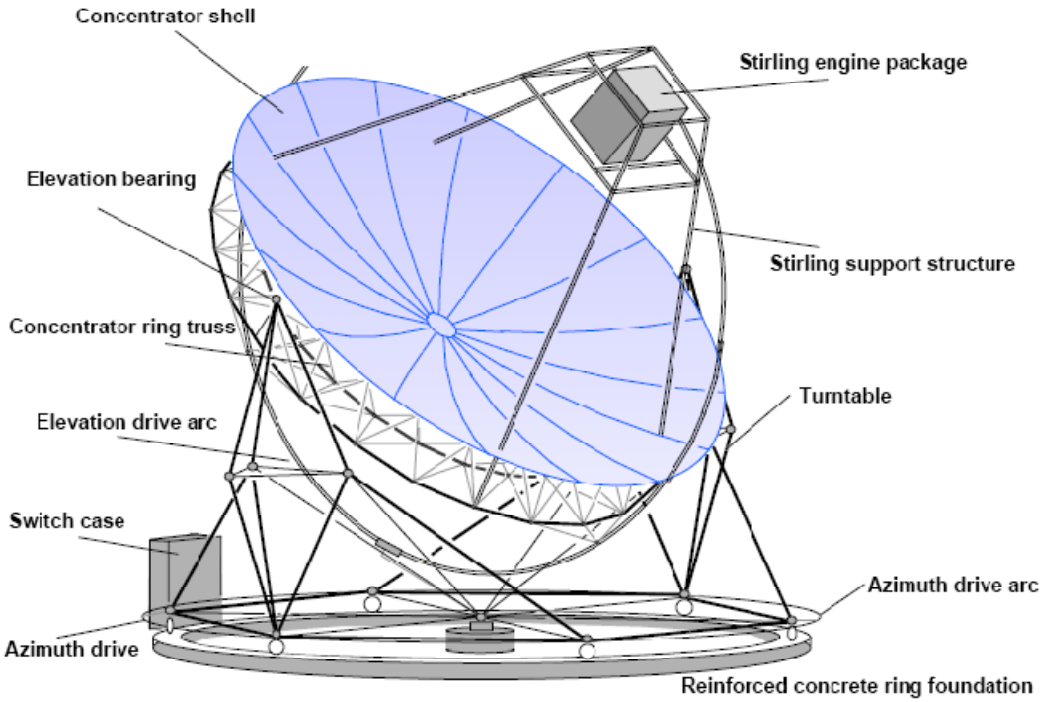


Fig.A 14 Elementos de un disco Stirling

Los discos parabólicos han evolucionado tanto en EEUU como en Europa hacia la construcción de unidades autónomas conectadas a motores Stirling situados en el foco. Los sistemas disco/Stirling han demostrado la mayor eficiencia de conversión de radiación solar en energía eléctrica con valores máximos del 30 % y hasta un 25 % de promedio diario en unidades de 7 a 25 kW. Debido a la curvatura parabólica del concentrador y a la baja relación distancia focal/diámetro (f/D =0,6), se pueden conseguir altas relaciones de concentración por encima de 3.000. Esto permite alcanzar muy altas temperaturas de operación entre 650 y 800 ºC, dando lugar a eficiencias en el motor Stirling del orden del 30 al 40 %. La superficie cóncava del concentrador está cubierta por espejos de vidrio de segunda superficie con su correspondiente curvatura parabólica o bien por espejos delgados o polímeros metalizados de primera superficie soportados sobre una estructura de fibra de vidrio o de membrana tensionada. Los receptores para sistemas disco/Stirling son de tipo cavidad, con una pequeña apertura y su correspondiente sistema de aislamiento. Habitualmente, se usan dos métodos para la transferencia de la radiación solar al gas de trabajo. En el primero se ilumina directamente un panel de tubos por el interior de los cuales circula el gas que suele ser helio, hidrógeno o aire. En el segundo método, se utiliza el concepto de tubo de calor o heat pipe, vaporizándose un metal líquido (normalmente sodio) que luego condensa en la superficie de los tubos por los que circula el gas de trabajo y refluye nuevamente al absorbedor.

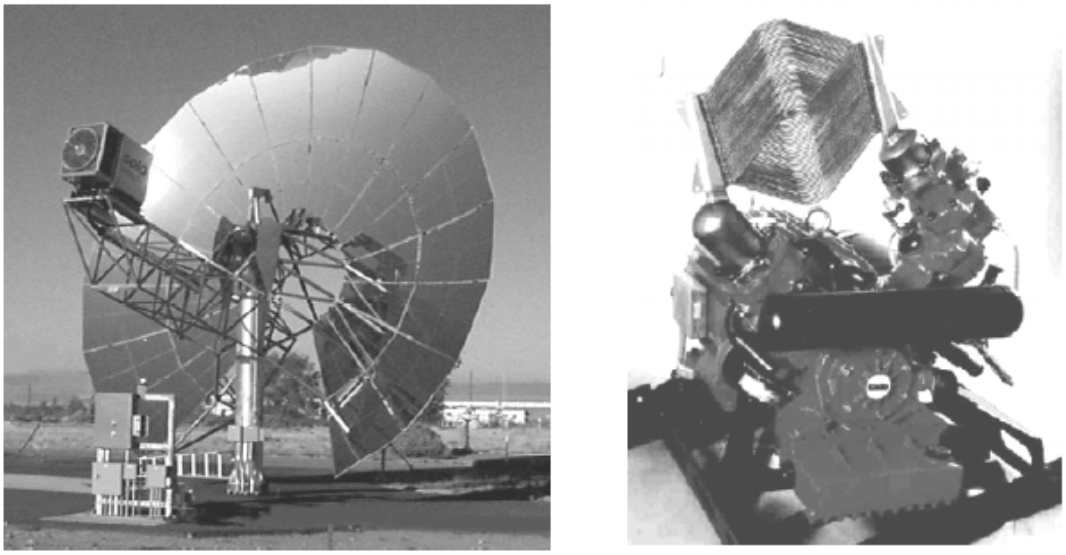


Fig.A 15 Configuración típica de un sistema disco-Stirling (Izquierda). En concreto se presenta el disco de WGAssociates de 10-kW para aplicaciones remotas con posibilidad de hibridación con gas natural. En el foco se sitúa el receptor conteniendo un absorbedor de tubos y un motor Stirling con pistones dispuesto en V de la firma SOLO Kleinmotoren.

La experiencia operacional, hasta hace muy poco, con sistemas disco-Stirling se circunscribía a unas pocas unidades ensayadas fundamentalmente en EEUU y en Europa, más concretamente en la Plataforma Solar de Almería. La primera generación de discos estuvo formada por configuraciones facetadas de vidrio/metal, que se caracterizaron por unas altas concentraciones (C=3.000), y sus excelentes resultados, aunque a precios muy elevados (estimaciones por encima de los 300 €/m^2 para grandes producciones) y estructuras muy pesadas del orden de los 100 kg.m^{-2}. El disco Vanguard fue operado en Rancho Mirage (California) en el desierto de Mojave durante un periodo de 18 meses (Febrero 1984 a Julio 1985). Este disco tenía 10,7 m de diámetro, una superficie de 86,7 m^2 y llevaba un motor/generador de 25 kWe de United Stirling AB (USAB) modelo 4-95 Mark II. Este motor dispone de cuatro cilindros con un desplazamiento de 95 cm^3 por cilindro. Los cilindros están dispuestos en paralelo y montados en un cuadrado. Están interconectados con el regenerador, el enfriador y usan pistones de doble acción. El gas de trabajo fue Hidrógeno a una presión máxima de 20 MPa y una temperatura de 720 ºC. La potencia del motor se regula mediante la presión del gas. Con más de un 30 % de conversión neta (incluyendo consumos auxiliares), record mundial que no había sido superado hasta febrero del 2008, experiencia que se comentará después. Con posterioridad, entre 1984 y 1988, McDonnell Douglas desarrolló un disco con la misma tecnología, aunque con algunas mejoras. De 10,5 m de diámetro, una superficie de 91,5 m^2, y con un motor de 25 kWe, se llegaron a vender seis unidades que fueron operadas por compañías eléctricas. Transferida a Boeing, la tecnología ha sido licenciada con posterioridad al consorcio SES, que desde 1998 está relanzando su aplicación con la denominación de disco SES/Boeing. El nuevo prototipo ha acumulado más de 8.000 horas de operación, con un 94% de disponibilidad para irradiancias superiores a 300 kW.m^{-2}. Hay que reseñar otros desarrollos en EEUU involucrando a empresas como LaJet, Solar Kinetics, SAIC, Acurex y WG .

Fig.A 16 Planta de discos Stirling (California)

En Europa, los principales desarrollos han sido llevados a cabo por las empresas alemanas Steinmüller y Schlaich, Bergermann und Partner (SBP), y la empresa SOLO Kleinmotoren en lo que respecta al suministro del motor Stirling solarizado. Se han desarrollado 8 unidades de 7,5 a 8,5 m de diámetro que han sido ensayadas satisfactoriamente en la Plataforma Solar de Almería con más de 30.000 horas acumuladas de operación y disponibilidades por encima del 90% . Son sistemas que pretenden una significativa reducción de costes, aunque a cambio de menores rendimientos. Los concentradores se hacen a partir de membrana de acero inoxidable tensionada. La membrana delantera se deforma con procedimientos de moldeo hidroneumático, sin el uso de un contramolde, para conseguir la geometría parabólica. En operación la membrana se estabiliza gracias a una pequeña presión negativa de 20 a 50 mbar. Una vez conformada se le pegan vidrios delgados de 0,9 mm de espesor de 50 x 30 cm. El motor trabaja con Helio a 630ºC y 15 MPa lo que da lugar a rendimientos del conjunto disco-Stirling del 20%, que son sensiblemente inferiores a los planteados por SES/Boeing.

ACTUALIDAD

Después de 20 años de desarrollo, la tecnología termosolar ya pisa fuerte en el terreno comercial. Se trata de dos proyectos con capacidad conjunta de 800 MW eléctricos, basados en el tándem espejo parabólico - motor Stirling, desarrollados por Stirling Energy Systems(SES), una empresa de Phoenix, Arizona. Plantas termosolares ya pueden encontrarse en España, tanto de tecnología de torre, SOLUCAR (San Lucar la Mayor) y PSA, como de colectores cilindroparabólicos. Tecnologías ya instauradas a nivel comercial, lo que puede comprobarse con las 8 plantas termosolares que ya hay previstas instalar en diversos puntos de la geografía española.

SES inició su investigación el año 1984, y ha logrado la marca mundial de rendimiento en convertir la energía solar en electricidad con calidad de red, con un factor de conversión, según SES, superior al 29%. Según el cálculo de SES, para una planta solar de 1 GW, el sistema genera la energía a un coste competitivo con la generación convencional. SES cuenta con la experiencia de 10 años de Kramer Junction con una planta de 33 MW en el desierto Mojave, con espejos cilindroparabólicos.

Esa planta ha mostrado una eficiencia de conversión poco atractiva económicamente. La planta de 19 km2 de Mojave se basa en el alto rendimiento del motor Stirling.

A más de uno le llamará la atención dar tanta importancia a un motor inventado en 1816, casi caído en el olvido. El tema es complejo, en Mojave se reúnen muchas circunstancias favorables al Stirling, y que no tienen las plantas termosolares en funcionamiento. Como conesecuencia de estas circunstancias pueden obtenerse los siguinetes resultados de eficiencia.

Batiendo en California una marca mundial en su tipo al introducir energía eléctrica en la red con un rendimiento neto del 31,25%.

La instalación de Stirling Energy Systems y Sandia National Laboratories está en nuevo México y ha conseguido batir la marca de rendimiento de 1984 (que era del 29,4%) gracias a las condiciones especialmente buenas de un brillante día de invierno. La National Solar Thermal Test Facility consiste en una sistema de espejos parabólicos que concentran la luz del sol sobre un foco en donde hay instalado un motor Stirling.

La marca de un factor de conversión del 31.25% se ha calculado dividiendo la energía solar incidente sobre la superficie de los espejos por la energía suministrada por el sistema a la red y a la que previamente se le restó la energía utilizada en el sistema de guiado, bombas de agua, etc. Por tanto la conversión calculada es la neta puesta en la red eléctrica. Sin embargo, hay que señalar que esta conversión constituyó un pico de conversión por encima de lo que es normal, y que se alcanzó por las condiciones particularmente buenas de un día en el que la atmósfera permitía un cielo 8% más brillante de lo habitual. No obstante los encargados del proyecto se muestran optimistas por este logro, ya que creen que constituye un paso más en la comercialización de este tipo de sistemas.

La serie 3 de este sistema se instaló en 2005 como prototipo de un modelo de planta energética de 6 espejos parabólicos que producen 150 kilovatios de potencia durante el día. Cada espejo parabólico consiste en 82 segmentos que enfocan la luz a un receptor que transmite el calor a un motor Stirling.

Los ingenieros que trabajan en el proyecto han introducido varias modificaciones técnicas que han permitido batir esta marca mundial. Al parecer una de ellas consiste en la mejora del sistema óptico. Los segmentos de los espejos están hechos de vidrio con bajo contenido en hierro recubierto de plata por detrás que hace que reflejen muy bien la luz del sol. Consiguen enfocar un 94% de la luz solar sobre el foco, cuando antes sólo conseguían un 91%.

Otra mejora consiste en el uso de un radiador mejor para el motor de Stirling. El hidrógeno se debe de enfriar para poder calentarse y expandirse de nuevo, cosa que se logra gracias a un radiador.

La última mejora más importante es el uso de un generador de alta eficiencia. Recordando un poco de termodinámica, para poder extraer trabajo de un sistema térmico debe de haber dos focos a distinta temperatura. De este modo el calor pasa del foco caliente al frío, y, si somos habilidosos, obtenemos en el proceso energía libre susceptible de producir trabajo. Los motores de nuestros automóviles o una máquina de vapor funcionan mediante este principio. El rendimiento, o porcentaje de conversión energética, depende de la diferencia de temperatura, a mayor diferencia de temperatura mayor rendimiento. El máximo teórico posible (y por tanto inalcanzable en la práctica) viene dado por la máquina de Carnot, que es un modelo conceptual. El rendimiento de cualquier otra máquina térmica estará por debajo del rendimiento de la máquina de Carnot, incluyendo los motores de explosión interna de ciclo Otto (nuestros motores de gasolina) o ciclo Diesel. Los motores Stirling de los que estamos hablando funcionan bajo el mismo principio.

Esta nueva marca de conversión es más fácil de conseguir en invierno que en verano. El foco frío del motor a 23 grados centígrados vino dado por la temperatura atmosférica exterior, que en este caso era muy fría y cerca del punto de congelación al ser invierno. El foco caliente se consiguió gracias a un día excepcionalmente brillante y al sistema se concentración. La prueba se realizó durante dos horas y media después de una hora de entrar en funcionamiento y se calculó el promedio de energía obtenida en ese tiempo.
Ya están trabajando en la comercialización de este sistema. Southern California Edison y San Diego Gas & Electric planean la construcción de una planta de 1.750 megavatios que constará de 70.000 espejos parabólicos de este tipo.

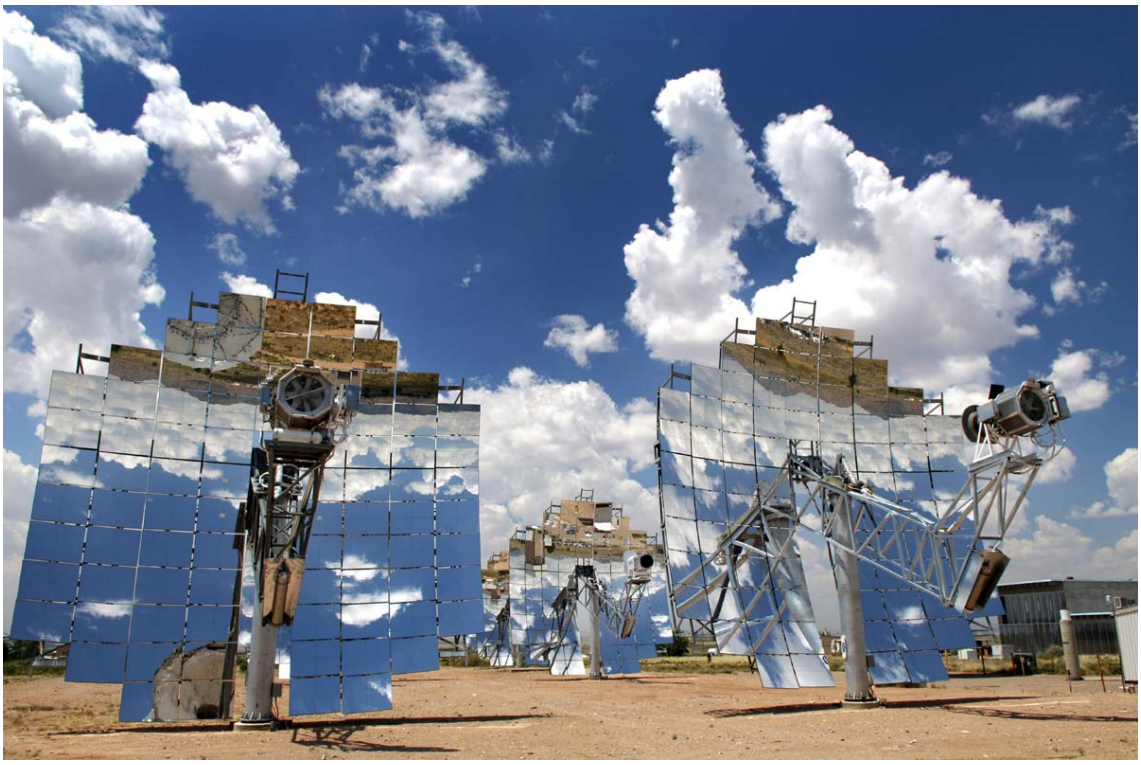


Fig.A 17 Planta de discos Stirling en Nuevo México

A.5.7. OTRAS APLICACIONES

Se pueden encontrar proyectos en fases de prediseño actualmente que utilizan los motores Stirling como base de su tecnología. Por ejemplo, se puede encontrar un diseño para refrigeración de placas base de ordenadores sin consumo energético adicional; aprovechando el calor que desprende el procesador.

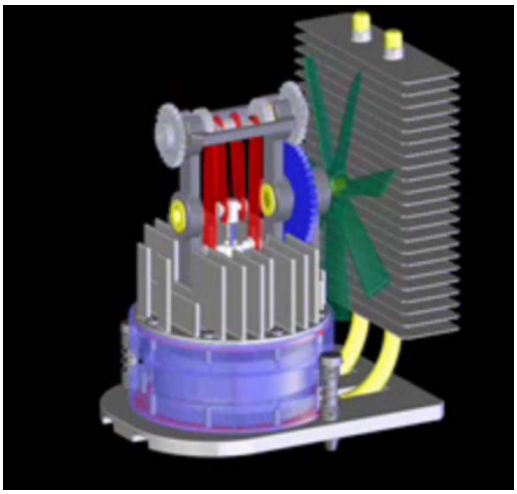


Fig.A 18 Refrigeración de placa base sin alimentación

La propia NASA está muy interesada en este tipo de convertidores de energía y viene dedicando importantes esfuerzos económicos en el desarrollo de aplicaciones que incorporan distintos modelos de motor.

Una de ellas es utilizar diferentes configuraciones de este motor como generador de energía para sus satélites y naves espaciales, actualmente se está trabajando con mucho interés en el motor Stirling termoacústico.

A distancias mayores que la órbita de Júpiter, los paneles solares resultan prácticamente inútiles, es a partir de aquí dónde las sondas confían su suministro de potencia eléctrica, que debe alimentar tanto a los instrumentos científicos, a la electrónica en general y a los transmisores de radio, que aseguran su contacto con la Tierra. Todas las naves sin excepción que han superado el cinturón de asteroides han empleado los Generadores Termoeléctricos de Radioisótopos (RTG) para convertir el calor generado por la desintegración de un elemento radioactivo normalmente plutonio. La eficiencia de tales dispositivos es muy baja pero ahora un nuevo dispositivo permitirá generar más potencia o reducir su carga radioactiva en futuras misiones al sistema solar exterior. Un científico de la Universidad de California, que trabaja en el Laboratorio Nacional de Los Álamos y otros investigadores de la Northrop Grumman han ideado un nuevo método para generar electricidad útil para las sondas de espacio profundo. El generador emplea una nueva manera para convertir el calor del plutonio en electricidad. Y presenta una eficiencia del 18% frente al 7% de los actuales generadores termoeléctricos.

El motor de ondas de propagación es una adaptación moderna del motor Stirling. En lugar del vapor a alta presión, se aprovechó la diferencia de temperatura que accionó su motor con una eficiencia impresionante.

El motor de ondas de propagación funciona enviando gas helio a través de una serie de discos de malla de alambre en acero inoxidable 322, regenerador. El regenerador se conecta a una fuente de calor y a un disipador de calor que causa que el helio se expanda y se contraiga. Esta expansión y contracción genera ondas sonoras poderosas, de la misma forma que un rayo en la atmósfera causa la expansión térmica que produce el trueno. Estas ondas oscilantes sonoras en el motor de ondas de propagación, accionan el pistón de un alternador lineal que genera electricidad.

El uso de ondas de propagación permite que las partes típicas de un motor, como el cigüeñal y los pistones, sean sustituidas por la acción creada por las ondas (un diseño algunas veces llamado el "motor sin pistones de Stirling"). Las ondas estacionarias de sonido mueven el helio hacia delante y hacia atrás. Backhaus anotó que "El dispositivo que se necesitaba tenía que reproducir algunos de los atributos de una onda estacionaria (alta presión y baja velocidad de flujo) y a la vez tener algunos de los atributos de la onda de propagación (la presión tenía que subir y bajar en fase con la velocidad, no con el desplazamiento)". Si nos imaginamos soplando un tubo lleno de helio, el resultado puede tener las mismas características de un altavoz con alto volumen, pero en este caso resonando en una sola frecuencia principal y extrayendo calor de cada oscilación.

Los MCS han demostrado su capacidad de operación con múltiples combustibles como líquidos, sólidos o gaseosos con un amplio rango de temperatura. Esta es una característica muy importante de estos motores que pueden utilizar abundantes fuentes de calor, desde radiación solar, desperdicios de calor de una industria, calor producido a partir de desechos agrícolas y otras muchas fuentes de baja temperatura. Esta característica particular del motor ha colocado los motores de ciclo Stirling en el punto de mira de muchos diseños para conseguir el desarrollo de sistemas más eficientes donde se puede encontrar un gran alcance de este tipo de motores.

A.6 BIBLIOGRAFÍA

[1] G.Walker, STIRLING ENGINES; Oxford University Press, 1980

[2] Autor desconocido, BRIEF HISTORY OF STIRLING MACHINES

[3] Autor desconocido, MOTOR STIRLING, DISPOSITIVO TERMODINÁMICO REGENERATIVO

[4] Álvarez Flòrez, Jesús Andrés; Callejón Agramunt Ismael, Et al. Maquinas térmicas motoras, México, Editorial Alfaomega, enero 2005, pp. 65-67, 391-395, 423.

[5] Kraemer Solórzano Alberto. "el motor del futuro", ¿Cómo ves?, México, año 5, No 40. pp. 16-19

[6] De la Herrán José. "El motor Stirling, reto a la tecnología", Información científica y tecnológica, México, 15 de octubre de 1981, Vol. 3 Núm. 55. pp. 4-11

[7] J. Horacio Barón, Leonardo Scollo, Federico Hinrichs, Roy De Napoli, APROVECHAMIETNO DE LA ENERGÍA SOLAR EN FORMA TÉRMICA PARA LA PRODUCCIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA, Grupo Energía Solar, Universidad Nacional de Cuyo

[8] Propulsión Independiente Del Aire, Autor Edward C. Whitman. Comunidad Submarinista Latinoamericana

[9] SOLO STRILINGS, http://www.stirling-engine.de/engl/index.html

[10] N. W. Lane and W. T. Beale. "Stirling Engines for Gas Fired Micro-Cogen and Cooling", Strategic Gas Forum, Detroit, Michigan, June 19-20, 1996.

[11] Dr. Thomas A. Butcher, Brookhaven National Laboratory. National Micro-CHP Technology Pathways Workshop. June 11, 2003

[12] ENERGÍA SOLAR TERMOELÉCTRICA; Dr. Manuel Romero Álvarez; Director Plataforma Solar de Almería-CIEMAT; Apartado 22; 04200 TABERNAS (Almería)

[13] ENERGIA SOLAR TERMOELÉCTRICA, 2020 PASOS FIRMES CONTRA EL CAMBIO CLIMÁTICO, Greenpeace.

[14] Chuck Andraka; Dish Stirling Development; DOE Program Review; April 17-19, 2007 (U.S. DEPARTAMENT OF ENERGY)

[15] Por P. Bolufer Físico - Instituto Químico de Sarriá; La mayor planta termosolar con motor Stirling

B. ESTUDIO TEÓRICO M.C.S.

B.1. INTRODUCCIÓN

Con este proyecto se pretende presentar una revisión a la literatura sobre desarrollo tecnológico de los Motores Stirling. Serán utilizados y comentados numerosos trabajos de investigación en MCS. El objetivo de este trabajo es encontrar una solución viable, con la cual poder guiarnos en un prediseño conceptual de un motor Stirling factible, y en medida de lo posible su aplicación en la generación eléctrica aislada.

Una máquina de ciclo Stirling es un mecanismo, el cual opera dentro de un ciclo termodinámico regenerativo, con compresión y expansión cíclica de un fluido de trabajo a diferentes niveles de temperatura. El flujo es controlado por cambios de volumen, con lo cual encontramos una conversión neta de calor en trabajo y viceversa. Fue inventado por Robert Stirling, el cual invento este motor de ciclo cerrado regenerativo y el intercambiador de calor regenerativo.

B.2. CICLOS TERMODINÁMICOS CARNOT Y STRILING

La mayor eficiencia teórica posible en un ciclo termodinámico, es la dada por el ciclo de Carnot. Ahora bien, puede encontrarse tres ventajas teóricas del ciclo ideal de Stirling sobre el ciclo de Carnot.

a. La eficiencia térmica del ciclo con regeneración ideal es similar a la del ciclo de Carnot. Durante las carreras de transferencia, el regenerador, que es un almacén de energía temporal, rápidamente absorbe y cede calor al fluido de trabajo que lo atraviesa. Por lo tanto, la cantidad de calor tomado desde la fuente externa de calor es reducido, lo que provoca un aumento en la eficiencia térmica del ciclo.
b. La obtención del ciclo Stirling a partir del de Carnot, simplemente necesita de la sustitución de dos procesos isentrópicos por dos procesos a volumen constante. Esto provoca un aumento en el área del diagrama P-V. Por lo tanto, es obtenida una importante cantidad de trabajo del ciclo Stirling sin necesidad de utilizar muy altas presiones y grandes volúmenes barridos como en el ciclo de Carnot. El ciclo Stirling comparado con el de Carnot entre los mismos límites de

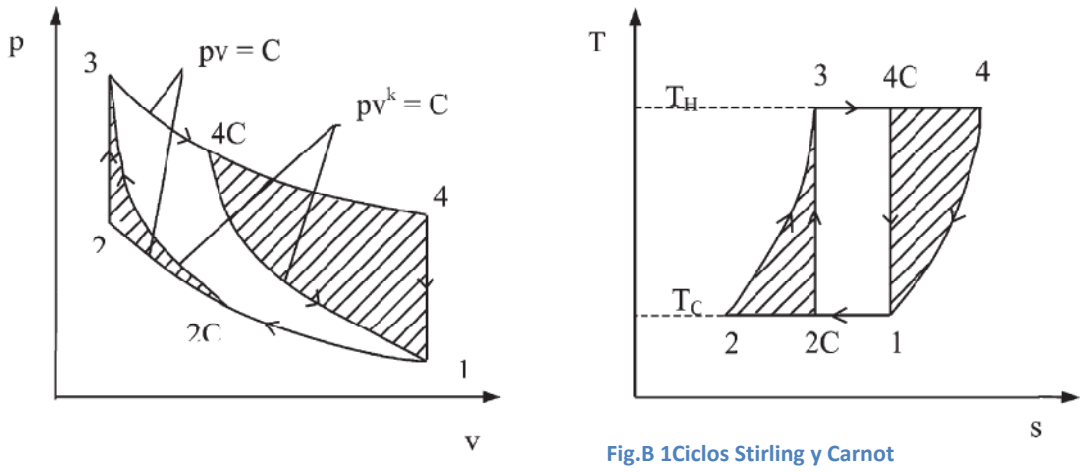


Fig.B 1Ciclos Stirling y Carnot

presión, volumen y temperatura, puede verse en la siguiente figura.

Las áreas sombreadas 2C-2-3 y 1-4C-4 muestran el trabajo adicional disponible gracias a reemplazar dos procesos isentrópicos por dos procesos a volumen constante. Los ciclos isotermos de Carnot (1-2C y 3-4C) son extendidos a los procesos 1-2 y 3-4. La cantidad de trabajo extraíble del ciclo aumenta en la misma proporción que el calor aplicado hacia y extraído desde el ciclo Stirling.

c. Comparado con todos los motores de pistones alternativos calientes trabajando con los mismos límites de temperatura, ratios de volumen, la misma masa de fluido de trabajo ideal, la misma presión exterior y mecanismos con la misma eficiencia global, el motor Stirling ideal tiene la máxima eficiencia mecánica posible.

B.3. TERMODINÁMICA DEL MOTOR DE CICLO STIRLING

Robert Stirling construyó un motor que trabajaba con un ciclo termodinámico cerrado y funcionó. Podemos ver el ciclo del motor que intento Robert Stirling representado en los diagramas PV y TS siguientes.

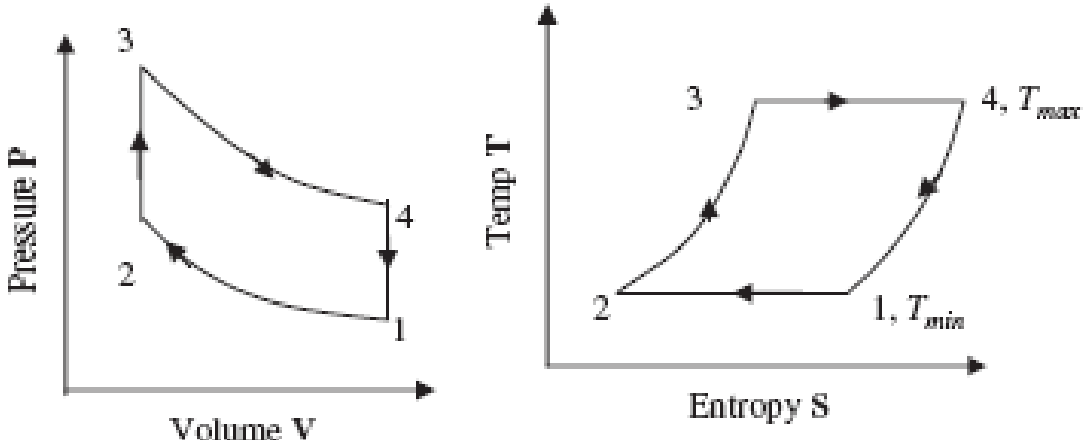


Fig.B 2 Diagramas PV y TS para motor Stirling

El ciclo está compuesto por cuatro procesos denominados compresión y expansión isotermas, adición y evacuación de calor a volumen constante (isocoras) procesos que podemos ver tanto en los diagramas de la fig.B1 como en la fig.B2. Vamos a considerar un cilindro el cual contiene dos pistones enfrentados con un regenerador entre ellos dos. El regenerador es como una esponja térmica que alternativamente absorbe y cede calor, es una matriz de metales finamente divididos en forma de alambres o pequeñas trazas. El volumen entre el regenerador y el pistón de la derecha es el volumen de compresión y el que se encuentra entre el regenerador y el pistón de la izquierda se denominará volumen de expansión. El volumen de expansión se mantendrá a alta temperatura, mientras que el de compresión lo hará a baja. El gradiente de temperatura ($T_{máx} – T_{mín}$) entre los extremos del regenerador también se mantendrá constante.

B.3.1. CICLO DEL MOTOR

Para comenzar con el ciclo asumiremos que el pistón del espacio de compresión se encuentra en el punto muerto exterior (en el extremo derecho) y el pistón del espacio de expansión en el punto muerto interior junto al regenerador. Así pues, todo el fluido de trabajo se encuentra en la zona fría del espacio de compresión; con lo cual el volumen de compresión es máximo en este momento y la presión y temperatura se encuentran ahora en sus valores mínimos representados por el punto 1 de los diagramas PV y TS. A partir de aquí definiremos los cuatro procesos del ciclo termodinámico como:

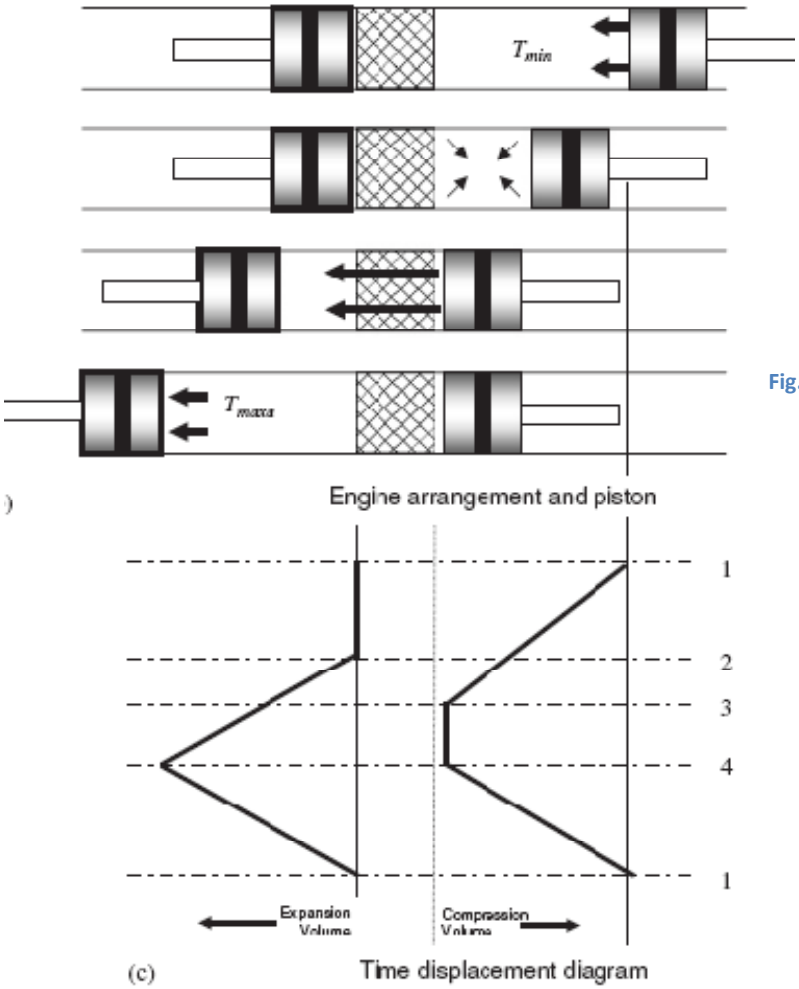


Fig.B3 Ciclo Stirling

- *Proceso 1-2, proceso de compresión isoterma:* durante el proceso de compresión de 1 a 2, el pistón de compresión se mueve hacía el regenerador, mientras el pistón de expansión se mantiene estacionario. El fluido de trabajo es comprimido en el espacio de compresión y:
  - Presión aumenta desde **P_1 a P_2**.
  - Temperatura se mantiene constante debido al flujo de calor desde el espacio frio hacia los alrededores. **T=cte**.
  - Se realiza trabajo sobre el fluido de trabajo en igual magnitud que el calor extraído del ciclo. **W=Q**
  - No existe cambio en la Energía interna. **U=cte**.
  - Disminución de la entropía. **S = disminuye**.

La compresión isoterma del fluido de trabajo conlleva una transferencia de calor desde el fluido a un sumidero exterior a $T_{mín.}$

Proceso 1-2

$$P_2 = \frac{P_1 \cdot V_1}{V_2} = P_1 r_v$$
$$T_1 = T_2 = T_{min}$$
$$Q(calor\ transferido) = W(trabajo\ realizado)$$
$$Q = W = P_1 V_1 \ln\left(\frac{1}{r_v}\right) = mRT_1 \ln\left(\frac{1}{r_v}\right)$$
$$s_2 - s_1 = Rln\left(\frac{1}{r_v}\right)$$

- *Proceso 2-3, proceso transferencia regenerativa a volumen constante:* en este proceso, ambos pistones se mueven de forma simultánea, es decir, el pistón de compresión hacia el regenerador y el de expansión alejándose de él, por ello el volumen entre ellos se mantiene constante. El fluido de trabajo es transferido del espacio de compresión al de expansión a través del medio poroso del regenerador.
  - Temperatura del fluido de trabajo aumenta de **$T_{mín}$ a $T_{máx}$** debido a la trasferencia de calor desde la matriz del regenerador al fluido de trabajo.
  - Este aumento gradual en la temperatura del fluido mientras pasa a través del regenerador provoca un aumento en la presión. **P_2 a P_3.**
  - En este proceso no se realiza trabajo. **W=0**
  - **Aumento** de la **entropía** y **energía interna**.

Tenemos pues una transferencia de calor isocora al fluido desde trabajo de la matriz del regenerador

Proceso 2-3

$$P_3 = \frac{P_2 \cdot T_3}{T_2} = \frac{P_2}{\tau}; \quad \tau = \frac{T_2}{T_3}$$
$$V_2 = V_3$$
$$Q(calor\ tranferido) = C_v(T_3 - T_2)$$
$$W\ (trabajo\ realizado) = 0$$
$$s_3 - s_2 = C_v ln\left(\frac{1}{\tau}\right)$$

- *Proceso 3-4, expansión isotérmica*; durante el proceso de expansión 3-4, el pistón de expansión continua alejándose del regenerador hacia punto muerto exterior mientras el pistón de compresión se mantiene estacionario en punto muerto interior junto al regenerador.
  - Mientras la expansión tiene lugar, la presión disminuye **P_3 a P_4**.
  - Volumen aumenta de **V_3 a V_4**.
  - Temperatura se mantiene constante gracias a la adición de calor desde una fuente externa a $T_{máx:}$ **$T_3 = T_4 = T_{máx.}$**
  - El trabajo es realizado por el fluido de trabajo sobre el pistón en igual magnitud que el calor aplicado. **Q = W**
  - No existe cambio en la energía interna**: U = cte.**
  - Podemos ver un aumento en la entropía del fluido de trabajo: **$s_3 = s_4$**.

$$P_4 = \frac{P_3 \cdot V_3}{V_4} = P_3\left(\frac{1}{r_v}\right)$$

Proceso 3-4

$$T_3 = T_4 = T_{max}$$
$$Q(calor\ transferido) = W(trabajo\ realizado)$$
$$Q = W = P_3 V_3 \ln r_v = mRT_3 \ln r_v$$
$$s_3 - s_4 = Rlnr_v$$

- *Proceso 4-1, proceso regenerativo a volumen constante;* en este proceso de nuevo ambos pistones se desplazaran simultáneamente para transferir el fluido de trabajo desde el espacio de expansión hasta el de compresión a través del regenerador a volumen contante.
  - Durante el flujo de fluido a través del regenerador, el calor trasferido desde el fluido de trabajo a la matriz del regenerador provoca una reducción de la temperatura del fluido hasta **$T_{mín}$**.
  - No se realiza trabajo, **W = 0**.
  - Se provoca un **descenso en la energía interna**.
  - También un **descenso en la entropía**.

Así pues este proceso de extracción de calor del fluido de trabajo a volumen constante se puede expresar de forma analítica como:

$$P_1 = \frac{P_4 \cdot T_1}{T_4} = P_4 \cdot \tau; \quad \tau = \frac{T_2}{T_3}$$

Proceso 4-1

$$V_1 = V_4$$
$$Q(calor\ transferido) = C_v(T_1 - T_4)$$
$$W\ (trabajo\ realizado) = 0$$
$$s_1 - s_4 = C_v ln(\tau)$$

Esta evolución de los procesos se puede ver resumida en la Fig.B3, en la cual se evidencia dónde se encuentra el fluido de trabajo en las distintas cámaras del mecanismo. De este modo existen simetrías en la localización y evolución del fluido, que comporta que el fluido deba encontrarse totalmente confinado en la cámara caliente en la expansión y en la fría en la compresión isoterma, mientras que en los trasvases isocóricos evoluciona de una cámara a otra absorbiendo o cediendo calor al regenerador.

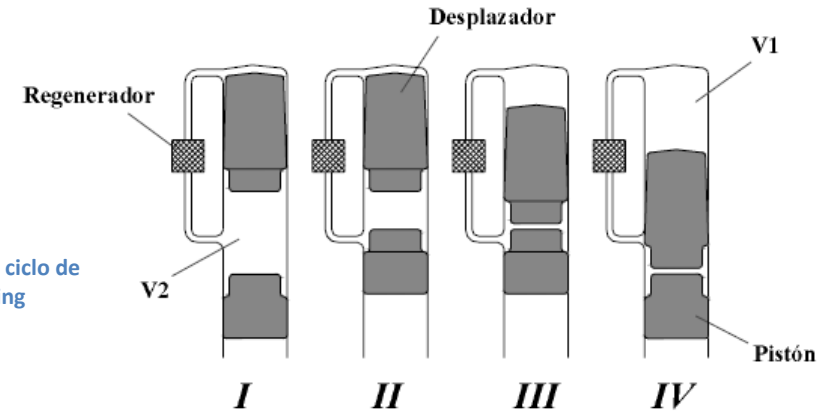


Fig.B 4 Esquema del ciclo de un motor Stirling

La dificultad de realización del ciclo teórico se produce por los requerimientos de desplazamiento de los pistones ya que, como se puede observar en la Fig.B4, la evolución 4-1 y 3-4 en la cámara caliente y fría, respectivamente, no tiene tiempo de realizarse para poder mantener el sincronismo de posición entre ambas cámaras. Esta problemática motiva que la realización práctica de este tipo de motores obligue a renunciar a la correcta realización de alguna de las formas del ciclo para adaptarse al mecanismo.

Una posible implementación del motor que se esquematiza en la Fig.B3 puede ser mediante el conocido mecanismo biela-manivela que caracteriza los motores alternativos. El pistón y el mecanismo desplazador accionado someten al fluido a un ciclo que, como se analizará con posterioridad, comporta el solapamiento del tramo 4-1 con la propia expansión 3-4 y la compresión 1-2.

La evolución del mecanismo y la realización del ciclo tal y como puede observarse en la figura anterior se resume de la siguiente manera:

i. El pistón se encuentra en el punto muerto inferior, y el desplazador, en el superior, por lo tanto todo el fluido está en la cámara fría.
ii. El desplazador se queda en el punto muerto superior y el pistón comprime el fluido a temperatura baja, tiene el volumen mínimo.
iii. El pistón se mantiene en ese punto y el desplazador deja entrar el fluido en la cámara caliente avanzando carrera hacia su punto muerto inferior. Este traspaso se realiza por el regenerador. El fluido sigue teniendo volumen mínimo.
iv. El fluido se calienta al paso por el regenerador y por consiguiente imprime una presión sobre el desplazador que motiva la carrera motriz y llega a su punto muerto inferior junto con el pistón. Seguidamente el desplazador se desplaza hacia su punto muerto superior haciendo pasar al fluido, ya expansionado, hasta la cámara fría a través del regenerador. Cuando el desplazador llega a su punto muerto superior, volvemos a tener la estructura de la posición I.

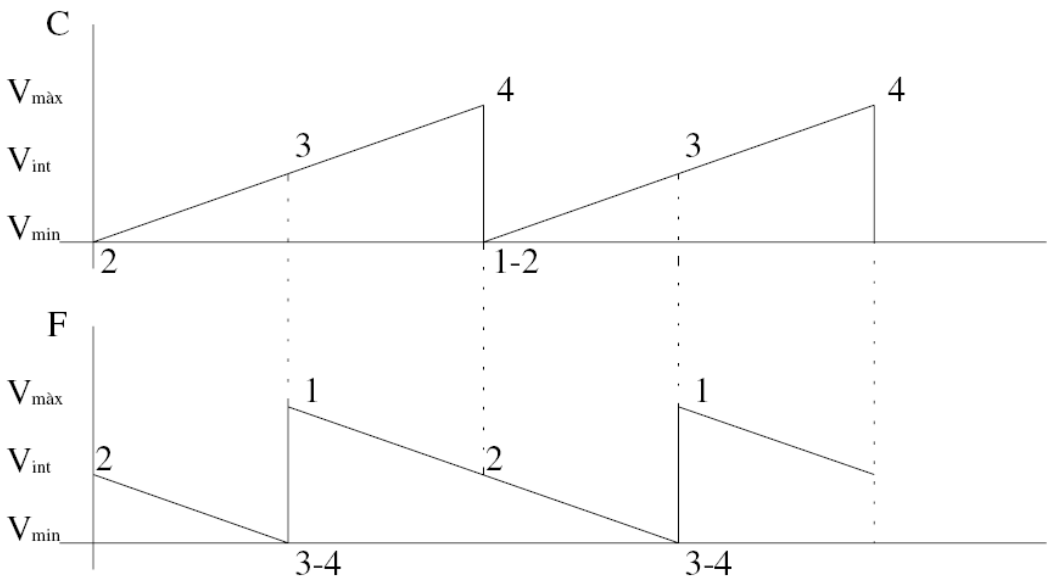


Fig.B 5 Evolución de los volúmenes de las cámaras caliente y fría a lo largo del ciclo

Además considerando $r_v = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_1}{V_2}$

Expresando el calor aplicado como: $Q = mRT_3 \ln r_v$

Ahora el calor extraído: $Q = mRT_1 \ln\left(\frac{1}{r_v}\right)$

Y ahora la eficiencia puede ser escrita como:

$$\eta = \frac{mRT_3 \ln r_v + mRT_1 \ln\left(\frac{1}{r_v}\right)}{mRT_3 \ln r_v} = \frac{mRT_3 \ln r_v - mRT_1 \ln(r_v)}{mRT_3 \ln r_v}$$

$$\eta = 1 - \frac{\mathrm{T}_1}{\mathrm{T}_3} = 1 - \frac{\mathrm{T}_{\min}}{\mathrm{T}_{\max}} = 1 - \tau \qquad (\mathbf{B.1})$$

Esto es todo para un ciclo altamente idealizado, el cual está compuesto por dos procesos isotermos, dos procesos a volumen constante y además consideramos un ciclo termodinámico reversible. Estas suposiciones tienen varias implicaciones:

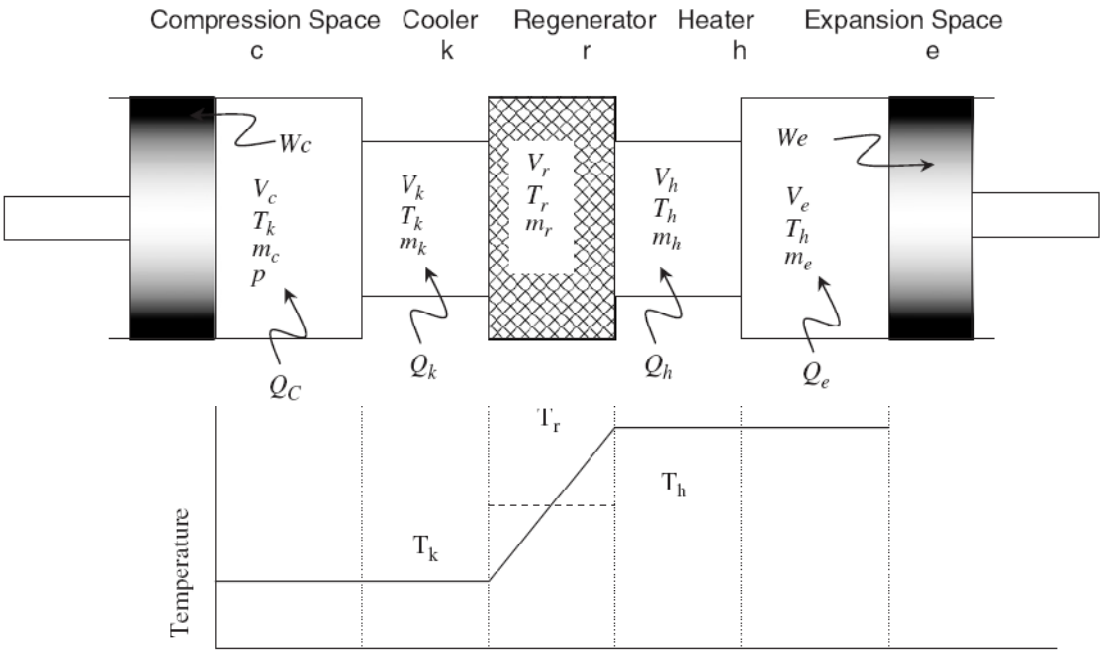
- Procesos isotermos: conlleva que los intercambios de calor deben ser perfectamente efectivos y para ello es necesario un ratio infinito de transferencia de calor entre las paredes del cilindro y el fluido de trabajo.
- Procesos a volumen constante (isocoras): supone que no exista transferencia de calor entre las paredes y el fluido de trabajo.

Ambas suposiciones resultan imposibles de conseguir en un motor real.

B.3.2. ANALISIS ISOTERMO

Para conseguir un trasferencia de calor efectiva, se modelizará el motor ideal como un sistema que consistirá en un modelo de cinco componentes conectados en serie, como puede verse en la figura , serán espacio de compresión c, refrigerador k , regenerador r, calentador h y espacio de expansión e. Los conductos que unen estos espacios están añadidos en los volúmenes correspondientes por simplicidad. El análisis del motor se ha realizado para evaluar la transferencia de calor hacia el fluido de trabajo evaluando el área encerrada en el diagrama PV.

Fig.B 6 Modelo isotermo ideal



El análisis comienza considerando la masa del fluido de trabajo constante:

$$M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e \quad \textbf{(B.2)}$$

La presión en todo el motor también se considera constante: P = cte.

La temperatura en la zona de compresión y el refrigerador se mantendrán cts.: $T_c = T_k$

La temperatura en la zona de expansión y el calentador se mantendrán también cts.: $T_e = T_h$

Aplicando la ecuación de los gases ideales P·V = m·R·T, nos encontramos con:

$$M = \frac{P}{R} \cdot \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right) \quad (\boldsymbol{B.3})$$

Para evaluar correctamente la masa de gas en el regenerador, debe conocerse la distribución de temperatura a lo largo de este. Se asumirá que un regenerador ideal posee una distribución de temperatura lineal entre la temperatura fría T_k y la caliente T_h como puede verse en la figura:

Así pues, la distribución de temperatura en el regenerador puede ser descrita como:

$$T(x) = (T_h - T_k) \cdot \frac{x}{L_r} + T_k (\boldsymbol{B.4})$$

Donde

L_r: *longitud del regenerador*

La masa total de gas m_r dentro del espacio del regenerador V_r:

$$m_r = \int_0^{V_r} \rho \cdot dV_r \ (\boldsymbol{B.5})$$

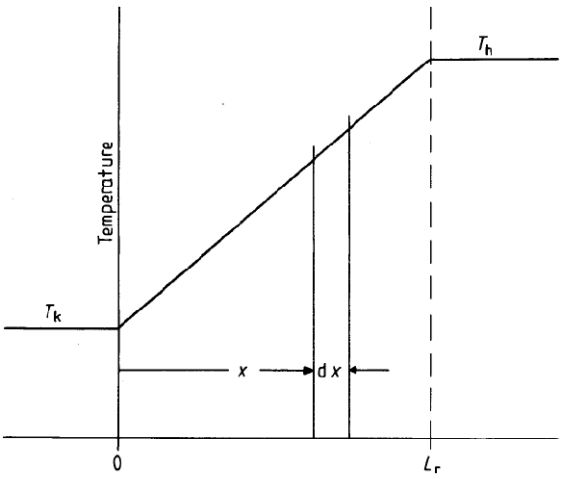


Fig.B 7 Distribución lineal de temperaturas en el regenerador

Ahora, utilizando la ecuación de estado de los gases ideales, y para un área constante de flujo A_r, tenemos:

$$p = \rho \cdot R \cdot T \ (\boldsymbol{B.6})$$
$$dV_r = A_r \cdot dx$$
$$V_r = A_r \cdot L_r \ (\boldsymbol{B.7})$$

Y aplicando estas ecuaciones a la expresión anterior, y tras unas simplificaciones:

$$m_r = \frac{V_r \cdot p}{R} \int_0^{L_r} \frac{1}{(T_h - T_k) \cdot x + T_k \cdot L_r} \cdot dx$$

Ecuación que integrando y simplificando, queda de la siguiente forma:

$$m_r = \frac{V_r \cdot p}{R} \cdot \frac{\ln \left({}^{T_h}/_{T_k} \right)}{(T_h - T_k)} \ (\boldsymbol{B.8})$$

Se definirá pues, a partir de esta expresión la temperatura media efectiva T_r del gas en el regenerador en términos de la ecuación de estado del gas:

$$m_r = \frac{V_r \cdot p}{R \cdot T_r} \ (\boldsymbol{B.8'})$$

Y comparando las dos expresiones tenemos la temperatura efectiva media del regenerador en función de las temperaturas fría T_k y caliente T_h:

$$T_r = \frac{T_h - T_k}{ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)} \ (\boldsymbol{B.9})$$

Y despejando las ecuaciones anteriores, puede expresarse la presión en el ciclo como:

$$P = M \cdot R \cdot \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \cdot ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{(T_h - T_k)} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)^{-1} \quad (\boldsymbol{B.10})$$

Se llega así pues a una ecuación para la presión del gas de trabajo en función de la variación de volumen, V_c y V_e. El trabajo realizado hacia los alrededores del sistema es producido gracias a los cambios de volumen del espacio de trabajo entre V_c y V_e.

Sobre un ciclo completo, el trabajo total realizado es la suma algebraica del trabajo realizado por los espacios de compresión y expansión.

$$W = W_c + W_e$$
$$W = \oint p dV_c + \oint p dV_e$$
$$W = \oint p\left(\frac{dV_c}{d\theta} + \frac{dV_e}{d\theta}\right) d\theta, \qquad siendo\ \theta = ángulo\ del\ cigüeñal \quad (\boldsymbol{B.11})$$

B.3.3. CALOR TRANSFERIDO EN EL MÓDELO ISOTERMO

Para investigar la trasferencia de calor en el calentador y enfriador debe considerarse la ecuación de la energía para el fluido de trabajo. Utilizando para el estudio una celda de espacios de trabajo modelizada por Rallis, fig.B8, la cual puede ser considerada como el espacio de trabajo o como la celda del intercambiador de un intercambiador de calor. La entalpia es transferida dentro de la celda por medio del flujo de masa m_i a temperatura T_i y sale como m_o a T_o.

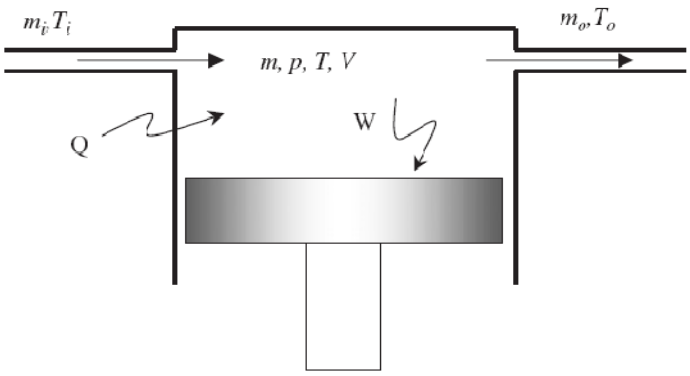


Fig.B 8 Celda generalizada para espacio de trabajo modelizado por C.J.Rallis

Puede escribirse la ecuación de la energía para el fluido de trabajo dentro de la célula generalizada como:

$$\begin{bmatrix} Tasa\ de\ calor \\ transferido \\ a\ la\ celda \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Conversión\ neta \\ de\ entalpia \\ en\ la\ celda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Tasa\ de\ trabajo \\ realizado \\ al\ entorno \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Aumento\ energía \\ interna \\ en\ la\ celda \end{bmatrix}$$

Matemáticamente puede expresarse la afirmación anterior como:

$$\frac{dQ}{d\theta} + \left(C_p T_i m_i' - C_p T_o m_o'\right) = \frac{dW_d}{d\theta} + C_v \frac{d(mT)}{d\theta} \quad (\boldsymbol{B.12})$$
$$C_p, C_v: calores\ especificos\ del\ gas\ a\ presión\ y\ volumen\ cte. respectivamente$$

Esta expresión es la forma clásica de la ecuación de la energía para flujo discontinuo, descartando términos de energía cinética y potencial.

Para el modelo isotermo en estudio, tanto en los espacios de compresión y expansión como en el calentador y enfriador puede considerarse $T_i = T_o = T$. Así pues:

$$\frac{dQ}{d\theta} + C_pT(m_i' - m_o') = \frac{dW_d}{d\theta} + C_v\frac{d(mT)}{d\theta}$$
$$\frac{dQ}{d\theta} = C_pT(m_o' - m_i') + \frac{dW_d}{d\theta} + C_vT\frac{dm}{d\theta} \quad (\boldsymbol{B.13})$$

Y teniendo en cuenta las consideraciones de conservación de la masa, la diferencia en el flujo de masa (m_o-m_i) es simplemente la variación de masa dentro de la celda y para el fluido de trabajo $R = C_p - C_v$. Con estas consideraciones la ecuación se ve simplificada a:

$$\frac{dQ}{d\theta} = (C_p - C_v)T\frac{dm}{d\theta} + \frac{dW_d}{d\theta}$$
$$\frac{dQ}{d\theta} = RT\frac{dm}{d\theta} + \frac{dW_d}{d\theta} \quad (\boldsymbol{B.13'})$$

El calor neto hacia el gas de trabajo durante el ciclo, lo podemos obtener integrando la ecuación anterior de forma cíclica:

$$Q = \oint\frac{dQ}{d\theta} = RT\oint\frac{dm}{d\theta} + \oint\frac{dW_d}{d\theta} \quad (\boldsymbol{B.14})$$

Sin embargo, la suposición implícita de que el estado estacionario del ciclo puede alcanzarse, implica que el cambio cíclico de la masa del fluido de trabajo es cero para cada una de las celdas. Así, que aplicando la ecuación B.14 para cada una de las celdas isotermas e integrando para todo el ciclo, obtenemos para los espacios de trabajo:

$$Q_c = W_c$$
$$Q_e = W_e$$

Y de forma similar para los intercambiadores de calor, en los cuales, ningún trabajo es realizado:

$$Q_k = 0$$
$$Q_h = 0$$

Y por supuesto, para un regenerador ideal $Q_r = 0$. Todo esto es causado debido a que los intercambios de calor entre la matriz del regenerador y el fluido de trabajo son internos, es decir, no existen intercambios de calor entre el regenerador y el exterior.

Este resultado es asombroso, ya que implica que los intercambiadores de calor son redundantes, todos los intercambios de calor con el exterior necesarios tienen lugar en los alrededores de los espacios de trabajo. Esta aparente paradoja es un resultado directo del modelo isotermo, en el cual los espacios de compresión y expansión son mantenidos a las temperaturas respectivas del calentador y refrigerador. Obviamente, esto no puede ser correcto, ya que las paredes del cilindro no están diseñadas para transferencias de calor.

B.3.4. ANALISIS DE SCHMIDT

La aparente simplicidad conceptual del motor Stirling, oculta su complicado análisis matemático. La dificultad para describir, incluso modelos idealizados del motor en términos de ecuaciones simples y cerradas es una de las razones principales del extendido escepticismo y carencia de entendimiento que existe incluso actualmente. 55 años después del invento del motor de ciclo Stirling, Schmidt realizó un análisis del ciclo en 1871, el cual se conoce como análisis clásico. Se realizó dicho análisis para 3 tipos diferentes de configuraciones prácticas: alpha, beta y gamma. Schmidt obtuvo una teoría cercana a lo conocido, la cual mostraba variaciones sinusoidales de volumen del espacio de trabajo en los motores alternativos. La teoría mantiene las suposiciones más importantes de la compresión y expansión isotermas y la regeneración perfecta. Por ello, vemos que el ciclo queda altamente idealizado, pero a pesar de ello es bastante más realista que el Ciclo Stirling Ideal. Las configuraciones consideradas para el análisis clásico de operación del MCS son mostradas en las figuras siguientes:

Fig.B 9 Configuración Alpha

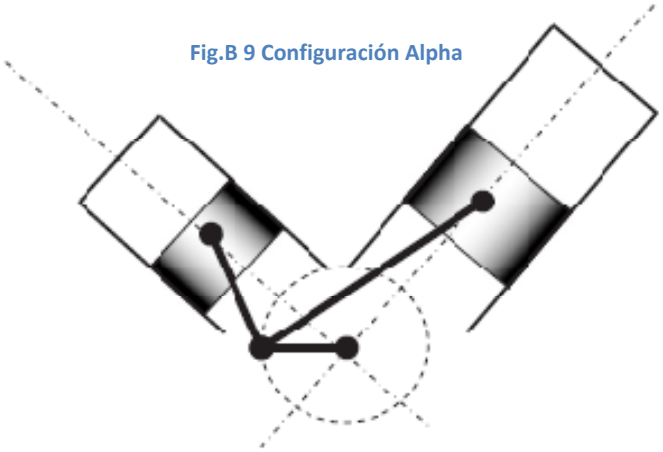


Fig.B 10 Configuración Beta

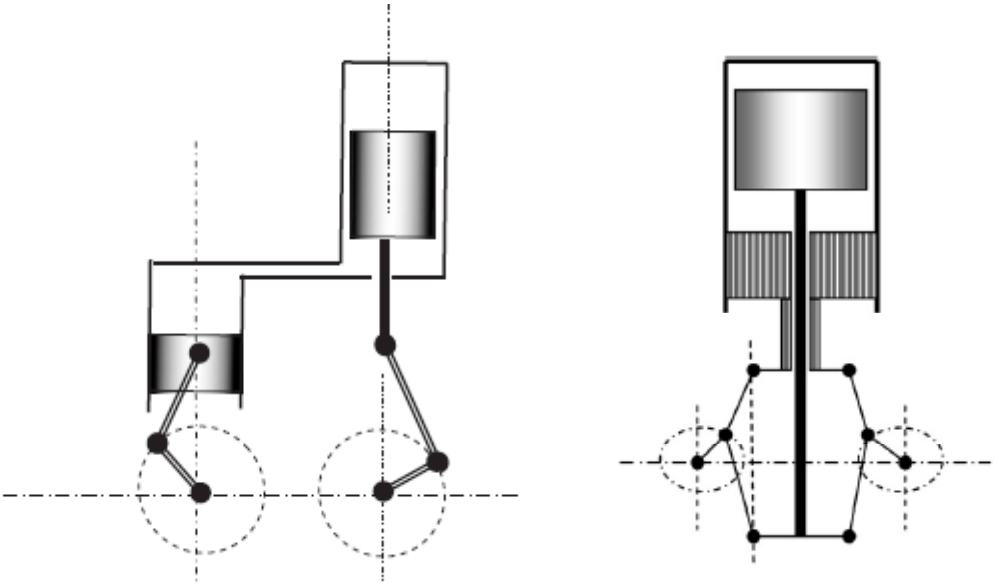


Fig.B 11 Configuración Gamma

Principales suposiciones del análisis de Schmidt para el MCS:

1. Todos los procesos son reversibles.
2. La regeneración es un proceso perfecto.
3. El fluido de trabajo cumple la ley de los gases perfectos: *PV = mRT.*
4. La masa de aire en el sistema permanece constante, no hay fugas en el sistema.
5. Las variaciones de volumen en el espacio de trabajo son sinusoidales.
6. No existe gradiente de temperatura en el intercambiador de calor.
7. La temperatura del pistón y la pared del cilindro son contantes.
8. La velocidad de la máquina es constante.
9. Condiciones de continuidad establecidas.
10. No existen perdidas de flujo y por lo tanto no hay pérdidas espaciales de presión.
11. Sin fugas en el gas de trabajo.
12. Temperatura en el calentador y el espacio de expansión es isoterma T_E.
13. Temperatura en el enfriador y el espacio de compresión es isoterma T_C.
14. Temperatura en la zona muerta y por consiguiente en el espacio del regenerador constante e igual a T_D.

Pero realmente, ningún mecanismo de arrastre es capaz de producir ese movimiento sinusoidal. Schmidt supuso un mecanismo con un vástago de empuje infinitamente largo, con el que podía conseguir ese movimiento sinusoidal real, del desplazador y pistón de potencia.

ANALISIS

Partimos pues de las ecuaciones desarrolladas en el análisis isotermo:

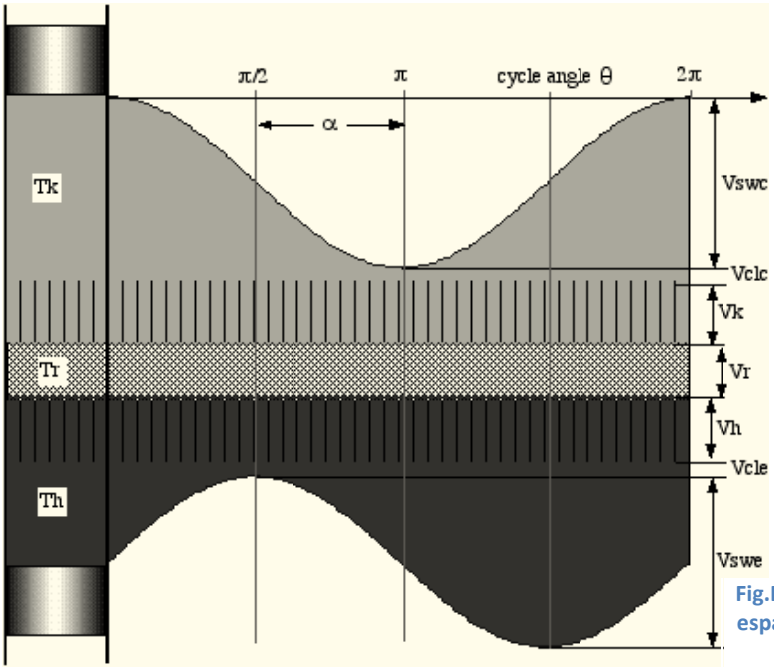


Fig.B 12 Variación de volumen en los espacios de compresión y expansión

Considerando ahora el diagrama anterior de variación de volúmenes para los espacios de compresión y expansión (V_c y V_e) alrededor de un ciclo completo. Importante remarcar en el ángulo que encontramos avanzado el volumen del espacio de expansión respecto al de compresión (α):

Las variaciones de volumen sinusoidales vienen dadas por las siguientes ecuaciones:

$$V_c = V_{clc} + \frac{V_{swc}}{2}(1+\cos\theta) \quad (\boldsymbol{B.15})$$

$$V_e = V_{cle} + \frac{V_{swe}}{2}(1+\cos(\theta+\alpha)) \quad (\boldsymbol{B.16})$$

Sustituyendo estas dos ecuaciones en la (B.10), y simplificando se consigue:

$$P = M \cdot R \cdot \left(s + \left(\frac{V_{swe}\cdot\cos\alpha}{2T_h} + \frac{V_{swc}}{2T_k}\right)\cos\theta - \left(\frac{V_{swe}}{2T_h}\sin\alpha\right)\sin\theta\right)^{-1} \quad (\boldsymbol{B.17})$$

Ecuación en la que:

$$s = \left(\frac{V_{swc}}{2T_k} + \frac{V_{clc}}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \cdot ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{(T_h - T_{k)}} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_{swe}}{2T_h} + \frac{V_{cle}}{T_h}\right) \quad (\boldsymbol{B.18})$$

Se desarrollaran las ecuaciones a partir de la siguiente figura:

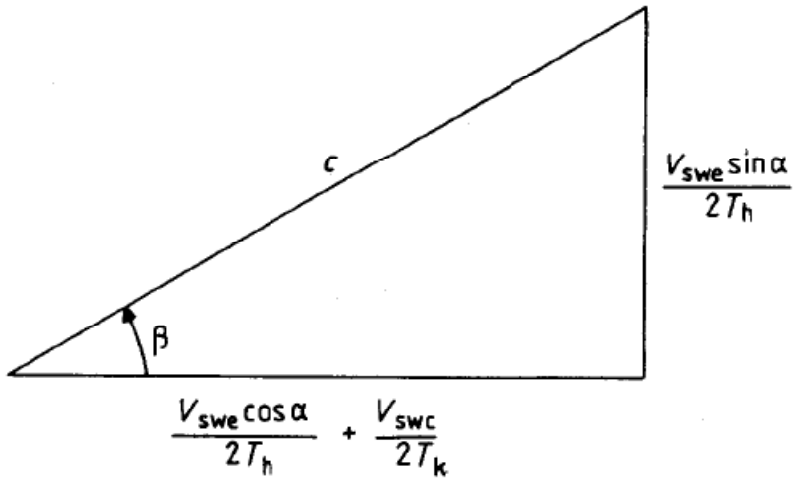


Fig.B 13 Sustitución trigonométrica

$$c\sin\beta = \frac{V_{swe}\sin\alpha}{2T_h} \quad (\boldsymbol{B.19})$$

$$c\cos\beta = \frac{V_{swe}\cos\alpha}{2T_h} + \frac{V_{swc}}{2T_k} \quad (\boldsymbol{B.20})$$

Donde:

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{V_{swe}\sin\alpha/T_h}{V_{swe}\cos\alpha/T_h + V_{swc}/T_k}\right) \quad (\boldsymbol{B.21})$$

$$c = \frac{1}{2}\left[\left(\frac{V_{swe}}{T_h}\right)^2 + 2\left(\frac{V_{swe}}{T_h}\right)\left(\frac{V_{swc}}{T_k}\right)\cos\alpha + \left(\frac{V_{swc}}{T_k}\right)^2\right]^{1/2} \quad (\boldsymbol{B.22})$$

Utilizando estas expresiones en B.17 y simplificando, puede llegarse a la siguiente expresión:

$$p = \frac{MR}{s(1 + b\cos\phi)} \quad (\boldsymbol{B.23})$$

Donde:

$$\phi = \theta + \beta \qquad b = {}^{c}/_{s}$$

Esta ecuación, puede ser evaluada ahora para los valores extremos del cosϕ:

$$p_{max} = \frac{MR}{s(1 - b)} \quad (\boldsymbol{B.24})$$

$$p_{min} = \frac{MR}{s(1 + b)} \quad (\boldsymbol{B.25})$$

La presión media global para todo el ciclo viene dada por:

$$p_{mean} = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} p d\phi = \frac{MR}{2\pi}\int_0^{2\pi} \frac{1}{s(1 + b\cos\phi)} d\phi \quad (\boldsymbol{B.26})$$

Aplicando las tablas de integrales para poder resolver esta ecuación:

$$p_{mean} = \frac{MR}{s\sqrt{(1 - b^2)}} \quad (\boldsymbol{B.27})$$

Esta ecuación es una de las relaciones más convenientes para relacionar la masa total del gas de trabajo con presión media de operación.

El trabajo realizado por el motor hacia los alrededores es debido a las variaciones de los volúmenes de los espacios de trabajo V_c y V_e. El trabajo total realizado por el motor a lo largo de un ciclo es la suma algebraica del trabajo realizado por los espacios de expansión y compresión. Así pues a lo largo de un ciclo:

$$W_c = \oint p dV_c = \int_0^{2\pi} p \frac{dV_c}{d\theta} d\theta \quad (\boldsymbol{B.28})$$

$$W_e = \oint p dV_e = \int_0^{2\pi} p \frac{dV_e}{d\theta} d\theta \quad (\boldsymbol{B.29})$$

$$W = W_e + W_c \quad (\boldsymbol{B.30})$$

Las derivadas del volumen de las expresiones anteriores son:

$$\frac{dV_c}{d\theta} = -\frac{1}{2} V_{swc} \sin\theta \quad (\boldsymbol{B.31})$$

$$\frac{dV_e}{d\theta} = -\frac{1}{2} V_{swe} \sin(\theta + \alpha) \quad (\boldsymbol{B.32})$$

Sustituyendo el valor de estas derivadas en las ecuaciones (B.28) y (B.29) :

$$W_c = -\frac{V_{swc} MR}{2s}\int_0^{2\pi} \frac{\sin\theta}{1 + b\cos(\beta + \theta)} d\theta \quad (\boldsymbol{B.33})$$

$$W_e = -\frac{V_{swe}MR}{2s}\int_0^{2\pi}\frac{\sin(\theta+\alpha)}{1+b\cos(\beta+\theta)}d\theta \ (\boldsymbol{B.34})$$

Aplicando el desarrollo analítico de estas ecuaciones, con series de Fourier y las tablas de integrales apropiadas, se obtendrán las siguientes expresiones:

$$W_c = \pi V_{swc}p_{mean}\sin\beta\frac{\left(\sqrt{1-b^2}-1\right)}{b} \ (\boldsymbol{B.35})$$

$$W_e = \pi V_{swe}p_{mean}\sin(\beta-\alpha)\frac{\left(\sqrt{1-b^2}-1\right)}{b} \ (\boldsymbol{B.36})$$

Estas ecuaciones son esencialmente el mismo resultado que obtuvo Schmidt, y constituyen el principal resultado analítico de dicho análisis.

Ahora, como el análisis de Schmidt se basa en el modelo isotermo ideal, la eficiencia térmica debería reducirse a la eficiencia de Carnot. La eficiencia térmica es definida como el ratio entre trabajo realizado por el motor y el calor aplicado externamente al motor. Ya se ha mostrado que el calor suministrado externamente es igual al trabajo realizado por el espacio de expansión, con lo que:

$$\eta = \frac{W}{W_e} = \frac{W_e+W_c}{W_e} \ (\boldsymbol{B.37})$$

Y aplicando en esta expresión las expresiones del trabajo halladas anteriormente:

$$\eta = 1+\frac{V_{swc}\sin\beta}{V_{swe}\sin(\beta-\alpha)} \ (\boldsymbol{B.38})$$

Expandiendo esta expresión y simplificando:

$$\eta = 1-\frac{V_{swc}}{V_{swe}}\left(\frac{\tan\beta}{\sin\alpha-\tan\beta\cos\alpha}\right) (\boldsymbol{B.39})$$

Utilizando la expresión B.21 donde se define el valor de β, se llega a la expresión:

$$\eta = 1-\frac{T_k}{T_h} \ (\boldsymbol{B.40})$$

La cual puede como puede comprobarse, es la eficiencia de Carnot.

B.3.5. ANALISIS ADIABÁTICO IDEAL

En la sección anterior se ha considerado un modelo de motor Stirling ideal, en el cual los espacios de compresión y expansión eran mantenidos a las temperaturas respectivas del refrigerador y calentador. En un modelo isotermo ideal del ciclo Stirling, tanto el espacio de compresión como el de expansión se mantiene en condiciones isotermas. Diferentes estudios demuestran que ni el calentamiento ni la refrigeración se realizan exactamente a volumen o temperatura constantes. Lo que nos conduce a la situación paradójica de que ni el calentador ni el enfriador contribuyen a la trasferencia neta de calor sobre el ciclo, con lo cual puede considerarse que están de más, es decir no son necesarios. Todas las transferencias de calor requeridas suceden a través de las fronteras del espacio de trabajo isotermo. Sin embargo, los requerimientos prácticos para un intercambio de calor efectivo entran en conflicto con el espacio de trabajo diseñado para comprimir y expandir el gas de trabajo. Así pues, en las máquinas reales el espacio de trabajo suele tender más a adiabático que isotermo. Lo cual implica que la transferencia neta de calor hacia el ciclo debe ser proporcionada por intercambiadores de calor como los mostrados en la fig. B14.

Las máquinas de ciclo Stirling con espacios de trabajo no isotermos, fueron analizadas por primera vez por Finkelstein en 1960 y su análisis representa el desarrollo más significativo

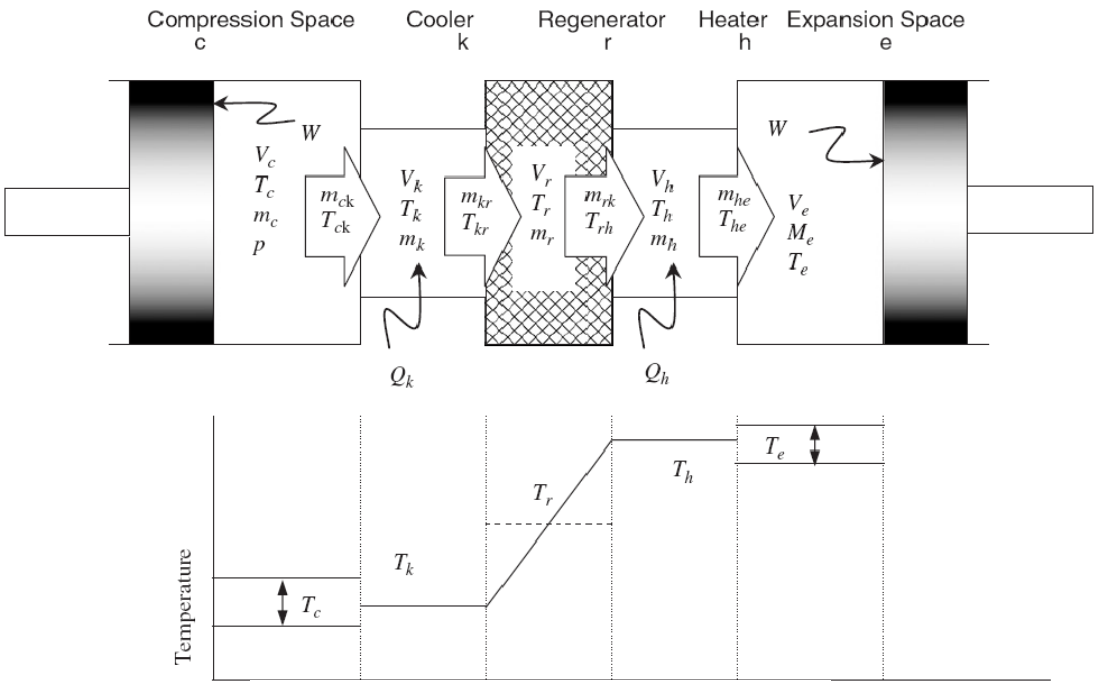


Fig.B 14 Modelo adiabático Ideal

del siglo en lo que a MCS se refiere. Su modelo asume trasferencias de calor finitas en el espacio de trabajo por medio del coeficiente de transferencia de calor. Las variaciones de temperatura resultantes en el gas en los espacios de trabajo nos muestran una discontinuidad de la temperatura en el interface del espacio de trabajo.

Esta teoría presentada por Finkelstein fue fuertemente explorada por Walker y Kahn en 1965, con especial énfasis en el caso limitador de la compresión y expansión adiabáticas. Se realizó un estudio del efecto de cuatro importantes parámetros de diseño como son:

- La diferencia de temperaturas.
- Ángulo de fase.
- Relación de volumen barrido.
- Relación de volumen muerto.

De forma más reciente, el análisis adiabático fue considerado por Berchowitz.

Para el desarrollo que atañe a este proyecto, se tomará el modelo adiabático desarrollado por Urieli. El motor es modelizado como si tuviera cinco componentes, como ya se había realizado antes, considerando intercambiadores y regenerador perfectos. Así pues, el gas en el refrigerador y el calentador se mantendrá en condiciones isotermas a las temperaturas T_k y T_h respectivamente. Tanto la matriz del regenerador como el gas dentro del volumen de este tendrán una distribución de temperatura lineal: el flujo de gas que atraviese la interface entre el regenerador y el refrigerador estará a la temperatura de este último T_k mientras que el flujo que se encuentre entre el regenerador y el calentador estará a la temperatura de este T_h.

Los espacios de trabajo, tanto compresión como expansión, son asumidos como adiabáticos, por lo tanto las temperaturas T_c y T_e estarán por encima del ciclo en concordancia con la naturaleza adiabática de esos procesos. Se representará al igual que en el desarrollo anterior con los sufijos c, k, r, h, e los espacios a estudio, mientras que los subíndices dobles, ck, kr, rh, he representarán las cuatro interfaces entre los espacios anteriores. La entalpía es transportada a través de las interfaces en términos de un flujo de masa, m'. Las flechas del diagrama representan la dirección positiva del flujo, determinada arbitrariamente desde el espacio de compresión al de expansión.

Cabe destacar que el diagrama de distribución de temperaturas en los espacios de compresión y expansión (T_c y T_e) no son constantes; sino que varían a lo largo del ciclo en concordancia con la compresión y expansión adiabáticas que tienen lugar en los espacios de trabajo. De este modo, las entalpias que fluyen a través de las interfaces *ck* y *he* transportan la misma temperatura de la celda anterior de la que proceden, con lo cual, las temperaturas T_{ck} y T_{he} están condicionadas por la dirección del flujo, y pueden definirse algebraicamente como:

$$\cdot\, si\ m_{ck}{}' > 0 \rightarrow\ T_{ck} = T_c \quad sino \rightarrow\ T_{ck} = T_k\ (\boldsymbol{B.41'})$$
$$\cdot\, si\ m_{he}{}' > 0 \rightarrow\ T_{he} = T_h \quad sino \rightarrow\ T_{he} = T_e\ (\boldsymbol{B.41''})$$

En el modelo ideal no hay fugas de fluido, la masa total del gas M se mantiene constante dentro del sistema y no existe pérdida de presión; por lo tanto p no lleva subíndice, y representa la presión instantánea en el sistema.

El trabajo W es realizado gracias a las variaciones de volumen de los espacios de trabajo V_c y V_e, y los calores Q_k y Q_h son transferidos desde el espacio exterior al gas de trabajo en las celdas del refrigerador y calentador respectivamente. El regenerador es adiabático hacia el exterior, y el calor Q_r es transferido internamente desde la matriz del regenerado *r* al gas a través del volumen hueco que ocupa el fluido V_r.

B.3.5.1. DESARROLLO ANALÍTICO DEL ANALISIS ADIABÁTICO

La aproximación más general realizada para conseguir definir un modelo matemático adecuado comienza aplicando la ecuación de la energía y de estado a cada una de las celdas definidas. Las ecuaciones resultantes, están unidas gracias a la aplicación de la ecuación de continuidad a lo largo de todo el sistema. Se considerara para comenzar la ecuación de la energía aplicada a una celda generalizada la cual puede ser reducida tanto a una celda de espacio de trabajo o a una celda intercambiador de calor. En un diagrama similar al planteado en la figura B.8 se verá. La entalpía es introducida en la celda por medio del flujo de masa m_i' a la temperatura T_i, y extraída de esta por medio del flujo de masa m_o' a la temperatura T_o.

Se escribirá la ecuación de la energía para el fluido de trabajo dentro de la célula generalizada como:

$$\begin{bmatrix} Tasa\ de\ calor \\ transferido \\ a\ la\ celda \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Conversión\ neta \\ de\ entalpia \\ en\ la\ celda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Tasa\ de\ trabajo \\ realizado \\ al\ entorno \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Aumento\ energía \\ interna \\ en\ la\ celda \end{bmatrix}$$

Matemáticamente podemos expresar la afirmación anterior como:

$$\frac{dQ}{d\theta} + \left(C_p T_i m_i' - C_p T_o m_o'\right) = \frac{dW_d}{d\theta} + C_v \frac{d(mT)}{d\theta} \quad (\boldsymbol{B.12})$$

$$C_p, C_v: calores\ especificos\ del\ gas\ a\ presión\ y\ volumen\ cte. respectivamente$$

Como puede verse, esta es la bien conocida ecuación de la energía para flujo discontinuo en la cual se han despreciado las energías cinética y potencial.

Se considerara el gas de trabajo como un gas ideal. Esta es una aproximación razonable para los motores Stirling, debido a que los procesos a los que se ve sometido el gas están alejados del punto crítico del gas.

$$Considerando\ la\ ec. gases\ ideales: PV = mRT$$
$$R = C_p - C_v$$

Podemos ver ahora también:

$$C_p = \frac{R\gamma}{(\gamma - 1)};\ \ C_v = \frac{R}{(\gamma - 1)}; donde: \gamma = {C_p}/{C_v}$$

Y tomando logaritmos a ambos lados de la ecuación y diferenciado se obtiene la forma diferencial de la ecuación de los gases ideales:

$$\frac{dp}{d\theta \cdot p} + \frac{dV}{d\theta \cdot V} = \frac{dm}{d\theta \cdot m} + \frac{dT}{d\theta \cdot T} \ (\boldsymbol{B.42})$$

La masa total del fluido de trabajo se mantiene constante: $M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e$ **(B.43)**

Y derivando esa ecuación:

$$\frac{dm_c}{d\theta}+\frac{dm_k}{d\theta}+\frac{dm_r}{d\theta}+\frac{dm_h}{d\theta}+\frac{dm_e}{d\theta}=0\ (\boldsymbol{B.44})$$

Sustituyendo las masas de cada celda en la ecuación de los gases ideales expresada arriba:

$$M=\frac{P}{R}\cdot\left(\frac{V_c}{T_k}+\frac{V_k}{T_k}+\frac{V_r}{T_r}+\frac{V_h}{T_h}+\frac{V_e}{T_h}\right)\ (\boldsymbol{B.45})$$

Desarrollando la temperatura del regenerador a partir de una distribución lineal de temperatura en su interior, como se hizo en el modelo isotermo:

$$T_r=\frac{T_h-T_k}{ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}\ (\boldsymbol{B.9})$$

Y despejando las ecuaciones anteriores, podemos expresar la presión en el ciclo como:

$$P=M\cdot R\cdot\left(\frac{V_c}{T_k}+\frac{V_k}{T_k}+\frac{V_r\cdot ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{(T_h-T_k)}+\frac{V_h}{T_h}+\frac{V_e}{T_h}\right)^{-1}\qquad(\boldsymbol{B.10})$$

Tomando ahora las zonas de intercambios de calor, en las que como sabemos sus volúmenes y temperaturas son constantes, puede expresarse su ecuación de estado como:

$$\frac{dp}{d\theta\cdot p}=\frac{dm}{d\theta\cdot m}\qquad(\boldsymbol{B.45})$$

Y aplicando esta ecuación para los espacios intercambiadores y sustituyendo en la ecuación de conservación de la masa:

$$\frac{dm_c}{d\theta}+\frac{dm_e}{d\theta}+\frac{dp}{d\theta}\left(\frac{m_k}{p}+\frac{m_r}{p}+\frac{m_h}{p}\right)=0\ (\boldsymbol{B.46})$$

Y aplicado a esta expresión la ecuación de los gases ideales:

$$\frac{dm_c}{d\theta}+\frac{dm_e}{d\theta}+\frac{dp}{d\theta}\cdot\frac{1}{R}\left(\frac{V_k}{T_k}+\frac{V_r}{T_r}+\frac{V_h}{T_h}\right)=0\ (\boldsymbol{B.47})$$

Se tratará a continuación de eliminar los términos $\frac{dm_c}{d\theta},\frac{dm_e}{d\theta}$ en la ecuación anterior, para tratar de conseguir una ecuación explicita en $\frac{dp}{d\theta}$. Considerando que tanto en el espacio de compresión como en el de expansión $\frac{dQ_c}{d\theta}=\frac{dQ_e}{d\theta}=0$. Y aplicando la ecuación de la energía:

$$\frac{dQ_c}{d\theta}-\left(C_pT_{ck}m_{ck}{}'\right)=\frac{dW_c}{d\theta}+C_v\frac{d(m_cT_c)}{d\theta}\ \rightarrow\ -\left(C_pT_{ck}m_{ck}{}'\right)=\frac{dW_c}{d\theta}+C_v\frac{d(m_cT_c)}{d\theta}\quad(\boldsymbol{B.48'})$$

$$\frac{dQ_e}{d\theta}+\left(C_pT_{he}m_{he}{}'\right)=\frac{dW_e}{d\theta}+C_v\frac{d(m_eT_e)}{d\theta}\ \rightarrow\ \left(C_pT_{he}m_{he}{}'\right)=\frac{dW_e}{d\theta}+C_v\frac{d(m_eT_e)}{d\theta}\quad(\boldsymbol{B.48''})$$

Se tendrán en cuenta ahora las siguientes consideraciones:

- El trabajo realizado puede escribirse como: $\frac{dW}{d\theta} = p \cdot \frac{dV}{d\theta}$
- A causa de consideraciones de continuidad: ratio acumulación gas = flujo salida/entrada de gas, es decir

$$\frac{dm_c}{d\theta} = -m'_{ck} (\boldsymbol{B.49'})$$
$$\frac{dm_e}{d\theta} = m'_{he} (\boldsymbol{B.49''})$$

De este modo la ecuación anterior se verá reducida a:

$$C_p T_{ck} m_{ck} = p \cdot \frac{dV_c}{d\theta} + C_v \frac{d(m_c T_c)}{d\theta} \quad (\boldsymbol{B.50'})$$
$$C_p T_{he} m_{he} = p \cdot \frac{dV_e}{d\theta} + C_v \frac{d(m_e T_e)}{d\theta} \quad (\boldsymbol{B.50''})$$

Sustituyendo la ecuación de estado de los gases ideales:

$$\frac{dm_c}{d\theta} = \left(p \cdot \frac{dV_c}{d\theta} + \frac{V_c}{\gamma} \cdot \frac{dP}{d\theta}\right) \cdot \frac{1}{RT_{ck}} \quad (\boldsymbol{B.51'})\ Para\ el\ espacio\ de\ compresión$$
$$\frac{dm_e}{d\theta} = \left(p \cdot \frac{dV_e}{d\theta} + \frac{V_e}{\gamma} \cdot \frac{dP}{d\theta}\right) \cdot \frac{1}{RT_{he}} \quad (\boldsymbol{B.51''})\ Para\ el\ espacio\ de\ expansión$$

Aplicando estas dos expresiones en la forma diferencial de la conservación de la masa en el sistema y se tendrá:

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{-p\gamma\left(\frac{1}{T_{ck}} \cdot \frac{dV_c}{d\theta} + \frac{1}{T_{he}} \cdot \frac{dV_e}{d\theta}\right)}{\frac{V_c}{T_{ck}} + \frac{V_e}{T_{he}} + \gamma \cdot \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h}\right)} \quad (\boldsymbol{B.52})$$

Las ecuaciones B.51' y B.52 son dos ecuaciones diferenciales simultaneas en las variables p y m_c (lo mismo con B.51'' y B.52 para m_e). Una vez que p y m_c son evaluadas, el resto de las variables deben ser obtenidas por medio de las ecuaciones de estado y balances de masa. Las variables de volumen, $\frac{dV_c}{d\theta}; \frac{dV_e}{d\theta}; V_c; V_e$ son posibles de conocer analíticamente y todos los demás parámetros de las ecuaciones B.51', B.51'' y B.52 son constantes excepto T_{ck} y T_{he}. Estas temperaturas de interface son condicionadas por la dirección del flujo de masa. Para poder evaluar este flujo de masa (y así la dirección del flujo de masa) consideraremos la ecuación de continuidad dada por:

$$\frac{dm}{d\theta} = m_i' - m_o'$$

Lo único que dice esta expresión es que el ratio de acumulación de masa en una celda es igual al flujo neto de masa en esa misma celda. Y aplicando esta expresión a todas las celdas de la figura Fig.B14:

$$m_{ck}' = -\frac{dm_c}{d\theta};\ m_{kr}' = m_{ck}' - \frac{dm_k}{d\theta};\ m_{rh}' = m_{kr}' - \frac{dm_r}{d\theta};\ m_{he}' = m_{rh}' - \frac{dm_h}{d\theta};$$
$$m_{he}' = \frac{dm_e}{d\theta}\ (\boldsymbol{B.53})$$

El trabajo total realizado por el motor, será la suma algebraica del trabajo realizado por el espacio de compresión y el de expansión:

$$\frac{dW}{d\theta} = p \cdot \frac{dV_c}{d\theta} + p \cdot \frac{dV_e}{d\theta}$$

Considerando la expresión de la ecuación de la energía y sustituyendo los valores anteriores de dW/dθ y mT, puede llegarse tras una simplificación a una forma más conveniente de la ecuación de la energía:

$$\frac{dQ}{d\theta} + \left(C_p T_i m_i' - C_p T_o m_o'\right) = \left(C_p \cdot p\frac{dV}{d\theta} + C_v \cdot V\frac{dp}{d\theta}\right) \cdot \frac{1}{R} \quad (\boldsymbol{B.54})$$

Como se han definido los volúmenes en los intercambiadores constantes podemos ver que no se realiza trabajo en estos espacios. Por lo tanto aplicando esta ecuación B.54 a los espacios individuales de intercambio de calor se obtiene:

$$Refrigerador:\ \frac{dQ_k}{d\theta} = \left(\frac{C_v \cdot V_k}{R}\frac{dp}{d\theta}\right) - C_p(T_{ck}m_{ck}' - T_{kr}m_{kr}')$$
$$Regenerador:\ \frac{dQ_r}{d\theta} = \left(\frac{C_v \cdot V_r}{R}\frac{dp}{d\theta}\right) - C_p(T_{kr}m_{kr}' - T_{rh}m_{rh}')$$
$$Calentador:\ \frac{dQ_h}{d\theta} = \left(\frac{C_v \cdot V_h}{R}\frac{dp}{d\theta}\right) - C_p(T_{rh}m_{rh}' - T_{he}m_{he}')\ (\boldsymbol{B.55})$$

Otras ecuaciones que serán de interés a la hora de estudiar este modelo adiabático, pueden ser extraídas a partir de la ecuación de estado diferencial ya descrita, obteniendo:

$$\frac{dT_c}{d\theta} = T_c\left(\frac{dp}{d\theta}\frac{1}{p} + \frac{dV_c}{d\theta}\frac{1}{V_c} - \frac{dm_c}{d\theta}\frac{1}{m_c}\right)$$
$$\frac{dT_e}{d\theta} = T_e\left(\frac{dp}{d\theta}\frac{1}{p} + \frac{dV_e}{d\theta}\frac{1}{V_e} - \frac{dm_e}{d\theta}\frac{1}{m_e}\right)\ (\boldsymbol{B.56})$$

Cabe destacar que desde que los intercambiadores han sido considerados como isotermos y el regenerador ideal, tenemos por definición que $T_{kr} = T_k$; $T_{rh} = T_h$. Mahrkov utilizó un método computacional basado en un enfoque de fluido dinámico para investigar el proceso de trabajo del modelo de motor desarrollado por Urieli. Este método ayuda a tener una cercana comprensión del análisis del motor. Un programa computacional para simular el sistema de un motor fue el realizado por Organ, también Rallis comparó el ciclo ideal regenerativo con procesos tanto isotermos como adiabáticos en la compresión y expansión. **El análisis muestra que la eficiencia térmica es función de la eficiencia regenerativa y el ratio de volumen.**

Finalmente, el trabajo realizado en las celdas de compresión y expansión viene dado por:

$$W = W_e + W_c \ (\mathbf{B.57})$$
$$\frac{dW}{d\theta} = \frac{dW_c}{d\theta} + \frac{dW_e}{d\theta}$$
$$\frac{dW_c}{d\theta} = p\frac{dV_c}{d\theta}$$
$$\frac{dW_e}{d\theta} = p\frac{dV_e}{d\theta}$$

B.3.6. MÁXIMA EFICIENCIA TEÓRICA EXTRAIBLE DE UN MOTOR DE CICLO STIRLING

El motor de ciclo Stirling real está sometido o sujeto a trasferencias de calor, pérdidas térmicas internas y pérdidas mecánicas por fricción. Para definir esas pérdidas Senft definió varias relaciones de temperatura del motor. La relación entre las temperaturas de operación menor y mayor viene definida por

$$\tau = \frac{T_k}{T_E} = \frac{Temp.\,gas\ de\ trabajo\ en\ refrigerador}{Temp.\,máxima\ del\ fluido\ de\ tra\ bajo} \ (\boldsymbol{B.58})$$

Ratio de temperatura de almacenamiento del sumidero viene dado por:

$$\Gamma = \frac{T_C}{T_H} = \frac{Temp.\,sumidero}{Temp.\,de\ la\ zona\ de\ la\ fuente} (\boldsymbol{B.59})$$

Ratio de almacenamiento de temperatura caliente del motor:

$$\xi = \frac{T_E}{T_H} = \frac{Temp.\,máxima\ del\ fluido\ de\ tra\ bajo}{Temp.\,de\ la\ zona\ de\ la\ fuente} (\boldsymbol{B.60})$$

Se definieron también los siguientes parámetros:

$$\delta = \frac{b}{a}, \qquad a, b, c : coeficientes\ de\ trasferencia\ de\ calor\ convectiva$$
$$para\ una\ superfie\ particuar$$
$$\rho = \frac{c}{a}$$

Así pues la potencia promedio del ciclo puede definirse como:

$$P = Q_S - Q_R$$
$$Q_R: índice\ de\ energía\ expulsada$$
$$Q_S: índice\ de\ energía\ introducida$$
$$P = a(T_H - T_E) - b(T_C - T_k) \ (\boldsymbol{B.61})$$
$$P = a \cdot T_H\{1 + \rho\Gamma - \xi - \xi\delta\tau\} \ (\boldsymbol{B.62})$$

De acuerdo con la segunda ley de la termodinámica, la eficiencia térmica no puede exceder la eficiencia del ciclo de Carnot, así que:

$$\frac{Q_S - Q_R}{Q_S - Q_T} = \frac{P}{Q_S - Q_T} \leq 1 - \frac{T_C}{T_E} = 1 - \tau$$

Condición puede expresarse como:

$$\xi\{(\delta + 1)\tau - \rho(1 - \tau)^2\} \geq \delta\Gamma + \tau \quad (\boldsymbol{B.63})$$

Para condiciones de máxima potencia:

$$\xi = \frac{\delta\Gamma + \tau}{(\delta + 1)\tau - \rho(1 - \tau)^2} \quad (\boldsymbol{B.64})$$

Sustituyendo esta expresión B.64 dentro de la B.62, se puede expresar la máxima potencia como:

$$P_i = \frac{aT_H\{\delta(\tau - \Gamma)(1 - \tau) - \rho(1 + \delta\Gamma)(1 - \tau)^2\}}{(\delta + 1)\tau - \rho(1 - \tau)^2} \quad (\boldsymbol{B.65})$$

Esta ecuación muestra la potencia de salida de un motor reversible operando entre dos temperaturas extremas. P_i es la potencia producida por el fluido de trabajo antes de descontar las pérdidas mecánicas del motor.

El dominio de posibles valores de τ para la función P_i va desde τ_p hasta 1, siendo:

$$\tau_p = \frac{\delta\Gamma + \rho(1 + \delta\Gamma)}{\delta + \rho(1 + \delta\Gamma)}$$

Derivando la ecuación B.65 nos encontramos ante el siguiente punto, donde la potencia indicada es máxima:

$$\tau_M = \frac{\delta\rho(1 - \Gamma) + \sqrt{(1 + \delta)(\delta + \rho + \rho\delta)}\left(\rho + \rho\delta^2\Gamma^2 + \rho\Gamma(1 + \delta + 2\rho)\right)}{\delta + \delta^2 + \rho + 2\delta\rho + \Gamma\delta^2\rho} \quad (\boldsymbol{B.66})$$

B.4. BIBLIOGRAFÍA

[1] D.G. Thombare and S.K. Verma, TECHNOLOGICAL DEVELOPMENT IN THE STIRLING CYLCLE ENGINES. Renewable and Sustainable Energy Reviews 12 (2008) 1-38

[2] Urieli I, Berchowitz DM. STIRLING CYCLE ENGINE ANALYSIS. UK: Adam Hilger Ltd; 1984.

[3] Rallis CJ. A new constant volume external heat supply regenerative cycle. Proceedings of the 12th IECEC, September 1977. p. 1534–37.

[4] Berchowitz DM. A new mathematical model for Stirling cycle machine. Proceedings of the 12th IECEC, September 1977. p. 1522–27.

[5] K. Mahkamov, AN ASYMMETRIC COMPUTATIONAL FLUID DYNAMIC APPROACH TO THE ANALYSIS OF WORKING PROCESS OF SOLAR STIRLING ENGINE. ASME J Sol Energy Eng 128(2006), pp 45-53

[6] K. Mahkamov and D.B. Ingham, ANALYSIS OF THE WORKING PROCESS AND MECHANICAL LOSSES IN A STIRLING ENGINE FOR A SOLAR POWER UNIT, JOURNAL OF SOLAR ENERGY ENGINEERING , 1999, 121 (2): 121-127

[7] A.J. Organ, THERMODYNAMICS AND GAS DYNAMICS OF STIRLING CYCLE MACHINES, Cambridge University Press, Cambridge UK (1992)

[8] J.R. Senft, THEORICAL LIMITS ON THE PERFORMANCE OF STILING ENGINES, Int J Energy Res 22(1998), pp 991-1000.

[9] P.C.T. de Boer, MAXIMUN OBTAINABLE PERFORMANCE OF STIRLING ENGINE AND REFRIGERATORS, ASME J Heat Transfer 125(2003), pp 911-915

[10] SCHMIDT ANALYSIS FOR STIRLING ENGINES, David Berchowitz and Israel Urieli, extract del libro “Stirling Cycle Engine Analysis” escrito por los mismos autores.

[11] Koichi Hirata, SCHMIDT THERORY FOR STIRLING ENGINES, Enero 1997
.

B.5. NOMENCLATURA

SíMBOLO	NOMENCLATURA	
C_P	$Calor\ especifico\ del\ fluido\ de\ trabajo\ a\ presión\ cte.$	
C_v	$Calor\ especifico\ del\ fluido\ de\ trabajo\ a\ volumen\ cte.$	
R	$Constante\ del\ gas$	
Q_h	$Flujo\ de\ calor\ en\ el\ calentador$	
Q_c	$Flujo\ de\ calor\ en\ el\ espacio\ de\ compresión$	
Q_e	$Flujo\ de\ calor\ en\ el\ espacio\ de\ expansión$	
Q_k	$Flujo\ de\ calor\ en\ el\ refrigerador$	
$m_{he}{}'$	$Flujo\ de\ masa\ entre\ el\ calentador\ y\ el\ espacio\ de\ expansión$	
$m_{ck}{}'$	$Flujo\ de\ masa\ entre\ el\ espacio\ de\ compresión\ y\ el\ refrigerador$	
$m_{kr}{}'$	$Flujo\ de\ masa\ entre\ el\ refrigerador\ y\ el\ regenerador$	
$m_{rh}{}'$	$Flujo\ de\ masa\ entre\ el\ regenerador\ y\ el\ calentador$	
L_r	$Longitud\ del\ regenerador$	
M	$Masa\ de\ fluido$	
m_h	$Masa\ de\ fluido\ en\ el\ calentador$	
m_c	$Masa\ de\ fluido\ en\ el\ espacio\ de\ compresión$	
m_k	$Masa\ de\ fluido\ en\ el\ refrigerador$	
m_r	$Masa\ de\ fluido\ en\ el\ regenerador$	
m_e	$Masa\ de\ fluido\ en\ elespacio\ de\ expansión$	
p_i	$Potencia\ producida\ por\ el\ fluido\ antes\ de\ descontar\ pérdidas\ mecánc$	
P	$Presión\ del\ fluido$	
P_1, P_2, P_3, P_4	$Presión\ del\ fluido\ de\ trabajo\ en\ los\ puntos$ $del\ diagrama\ PV$	
p	$Presión\ instantanea\ del\ cíclo$	
$p_{mean}, p_{máx}, p_{mín}$	$Presión\ media, máxima, mínima\ del\ cíclo$	
$r_v = V_1/V_2$	$Relación\ de\ compesión$	
T_h	$Temperatura\ del\ calentador$	
T_1, T_2, T_3, T_4	$Temperatura\ del\ fluido\ de\ trabajo\ en\ los\ puntos$ $del\ diagrama\ TS$	
T_k	$Temperatura\ del\ refrigerador$	
T_r	$Temperatura\ del\ regenerador$	
T_{he}	$Temperatura\ entre\ el\ calentador\ y\ el\ espacio\ de\ expansión$	
T_{ck}	$Temperatura\ entre\ el\ espacio\ de\ compresión\ y\ el\ refrigerador$	
T_{kr}	$Temperatura\ entre\ el\ refrigerador\ y\ el\ regenerador$	
T_{rh}	$Temperatura\ entre\ el\ regenerador\ y\ el\ calentador$	
$T_{máx}$	$Temperatura\ máxima\ del\ ciclo$	
$T_{mín}$	$Temperatura\ mínima\ del\ ciclo$	
W_c	$Trabajo\ de\ compresión$	
W_e	$Trabajo\ de\ expansión$	
W	$Trabajo\ neto\ del\ ciclo$	
s, c, b, β, ϕ	$Variables\ del\ analisis\ de\ Schmidt$	
V_{swc}	$Volumen\ barrido\ por\ el\ espacio\ de\ compresión$	
V_{swe}	$Volumen\ barrido\ por\ el\ espacio\ de\ expansión$	
V_h	$Volumen\ del\ calentador$	
V_c	$Volumen\ del\ espacio\ de\ compresión$	
V_e	$Volumen\ del\ espacio\ de\ expansión$	
V_k	$Volumen\ del\ refrigerador$	
V_r	$Volumen\ del\ regenerador$	

$V_{máx}, V_{int}, V_{mín}$	$Volumen\ máx., intermedio\ y\ mín. del\ fluido\ de\ trabajo\ en\ el\ ciclo$	
V_{clc}	$Volumen\ muerto\ o\ libre\ en\ el\ espacio\ de\ compresión$	
V_{cle}	$Volumen\ muerto\ o\ libre\ en\ el\ espacio\ de\ expansión$	

LETRAS GRIEGAS

SIMBOLO	NOMENCLATURA	
$\tau = \frac{T_k}{T_E}$	$Relación\ temperaturas\ de\ operación$	
$\Gamma = \frac{T_C}{T_H}$	$Relación\ de\ temperatura\ de\ sumidero$	
ρ	$Densisdad\ del\ gas\ de\ trabajo$	
$\xi = \frac{T_E}{T_H}$	$Ratio\ almacenamineto\ de\ temperatura\ caliente\ en\ el\ motor$	
γ	C_p/C_v	
α	$Angulo\ de\ desfase\ entre\ el\ cilindro\ de\ expansión\ y\ el\ de\ compresión$	
η	$Eficiencia\ Térmica$	
θ	$Angulo\ del\ cigüeñal$	

C. M.C.S. REAL

C.1. INTRODUCCIÓN

La termodinámica ideal del motor Stirling ha sido examinada en el bloque anterior, pero la realidad práctica como la adiabática y/o isoterma, los intercambios de calor internos, trasferencia de calor en las paredes del cilindro y las situaciones generales no han sido tomadas en cuenta. Los efectos de varios factores prácticos los cuales causan que el motor real se desvíe del caso ideal deberán ser considerados para ser tratados de forma separada y así poder destacar su influencia. El ciclo básico de cuatro procesos será utilizado como dato de referencia para ilustrar los efectos de los factores prácticos. La temperatura del gas de trabajo a lo largo del motor tendrá una tendencia que será influenciada más de forma adiabática que isoterma y esto influirá en la forma del diagrama PV. De hecho las paredes del cilindro no son capaces proporcionar el medio de transferencia de calor suficiente para asegurar que la temperatura del gas en el cilindro se mantenga contante e incluso el uso de intercambiadores de calor tubulares no asegura que las condiciones isotérmicas prevalezcan en el área de entrada y salida del regenerador. La desviación de las condiciones isotermas es más pronunciada en el lado caliente del motor que en el lado frio como puede verse ilustrado en la figura Fig.C1.

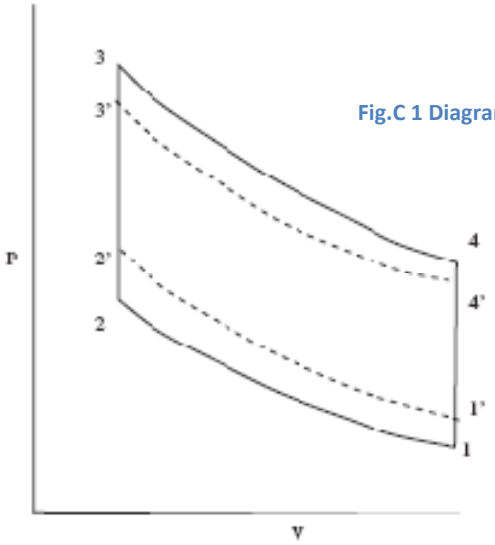


Fig.C 1 Diagrama PV del Ciclo Stirling Real

Donde el ciclo ideal 1-2-3-4 es reducido a 1´-2´-3´-4´ a causa de los efectos en la trasferencia de calor en el calentador y enfriador.

Kaushik and Kumar realizaron una evaluación termodinámica de los ciclos irreversibles Ericsson y Stirling. Análisis realizado para perdidas de calor en el sumidero con la potencia de salida del motor basada en gas ideal y regeneración perfecta. Shoureshi intentó optimizar el enfriador, calentador y regenerador basándose en el número Mach, la relación de temperaturas de operación y el porcentaje de intercambiador de calor en el volumen muerto.

C.2. FENÓMENO DE TRASFERENCIA DE CALOR EN EL MOTOR STIRLING

El funcionamiento del motor Stirling es provocado por diferentes intercambios de calor. Costea y Feidt observaron que el coeficiente de trasferencia de calor varía linealmente con la diferencia local de temperaturas de los componentes calientes del motor. El regenerador deber ser capaz de trabajar con una carga 4-5 veces la carga de calor del calentador, sino es capaz de realizarlo una carga extra será impuesta a los otros intercambiadores. El regenerador debe ser lo más cercano posible al perfecto si el motor desea conseguir buenos valores de eficiencia, y esto significa que el gas debe ser entregado desde el regenerador al lado frio del motor con la menor temperatura y a la zona caliente con la temperatura más alta. Si esta temperatura no prevalece, la temperatura y por lo tanto la presión del gas frio serán demasiado altas mientras que la presión y temperatura del gas caliente serán demasiado bajas.

A causa de las ineficacias del regenerador el gas entrará en la fase de compresión del ciclo en el estado 1´ en vez de en el 1 y en la fase de expansión en el estado 3´ en vez del 3. Chen y otros desarrollaron un modelo combinado para analizar el rendimiento del motor con pérdidas de calor y regeneración imperfecta para un motor alimentado por energía solar. La temperatura óptima de operación para el funcionamiento del motor con la máxima potencia es encontrada como efecto de la imperfección del regenerador. Wu Feng y otros establecieron una relación entre la potencia de salida y la eficiencia para un motor Stirling con trasferencia de calor y regeneración imperfecta que se puede expresar como:

$$P_i = \frac{\alpha\eta_t}{\left\{\frac{1}{T_H - T_{Eav}} + \frac{(1-\eta_t)(1-\mu)}{(1-\mu\eta_t-\eta_t)T_{Eav} - (1-\mu\eta_t)T_C} + A_r\eta_t\right\}} \quad (\boldsymbol{C.1})$$

$$r_v = \frac{V_1}{V_2}$$

$$A = \frac{\alpha(k_1 + k_2)}{nC_v(k-1)lnr_v}$$

$$\mu = \frac{x}{[(k-1)lnr_v]}$$

C.2.1. INTERCAMBIADORES DE CALOR EN EL MOTOR STIRLING

Los intercambiadores de calor son componentes cruciales en un motor Stirling. Debe haber unos tres o cuatro intercambiadores en un sistema de MCS. Son partes del motor que, a pesar de tener que cumplir funciones mecánicas como soportar presión y conducir el fluido, tienen una función primordialmente térmica, que es trasmitir el calor de un medio a otro. Podemos verlos ilustrados en la figura C2, la cual incluye el calentador, refrigerador, regenerador y pre calentador (que puede ser opcional).

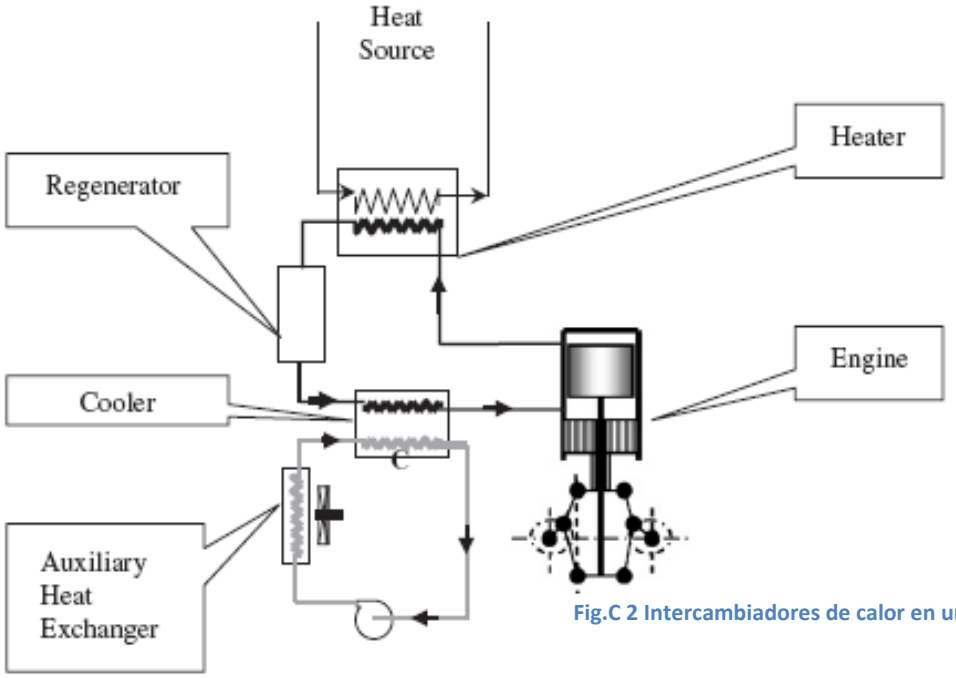


Fig.C 2 Intercambiadores de calor en un MCS

- *Calentador:* trasfiere calor desde una fuente externa al fluido de trabajo del motor contenido dentro del espacio de trabajo del motor. Es la salida de la cámara de expansión.
- *Enfriador:* hace exactamente lo contrario, absorbe calor del fluido de trabajo contiguo al espacio de compresión y lo evacua a la atmósfera a través del refrigerante. Es la salida de la cámara de compresión.
- *Regenerador:* actúa como una especie de esponja térmica, alternativamente aceptando calor del fluido de trabajo y cediéndolo a este.
- *Precalentador:* en motores calentados por combustión, calienta, con los humos de aire comburente.

El flujo de calor en un MCS podemos verlo en la figura C2. La representación de Sankey para el flujo de calor fue presentada por primera vez por Zacharias en 1971 y un trabajo más intenso fue el realizado por Pertescu, el cual mostró como la configuración del intercambiador de calor es fuertemente afectada por la cantidad de pérdidas en las bombas.

La enumeración anterior define los intercambiadores de calor de que suele disponer un motor Stirling. Los tres primeros: calentador, refrigerador y regenerador actúan sobre el fluido de trabajo y son de presencia obligada. Algunas máquinas pequeñas aparentan no disponer de

alguno de estos elementos, pero de hecho sí que los tienen, aunque reducidos a la mínima expresión.

El último, el precalentador, actúa sobre el fluido que transfiere el calor al exterior del calentador, y por lo tanto, no es estrictamente necesario para el funcionamiento del motor. La razón de su uso es la mejora en el rendimiento global de la máquina.

El diseño de los intercambiadores de calor debe cumplir tres puntos básicos:

i. Ofrecer el mínimo volumen muerto posible. Si este volumen crece, el ciclo termodinámico se desplaza hacia la derecha en el diagrama P-V, y su área disminuye, proporcionando menos potencia.
ii. Rentabilizar al máximo el espacio muerto usado, haciendo un intercambio de calor por unidad de volumen tan grande como sea posible.
iii. Evitar fricciones excesivas durante el paso del fluido de trabajo.

Antes de pasar al estudio de los intercambiadores uno a uno, hace falta entender cómo es la dinámica interna de los Stirling en cuanto a flujos energéticos y del fluido de trabajo. Como se verá, su comportamiento real se aleja de los ciclos empleados para explicar su funcionamiento.

La búsqueda de un buen rendimiento energético exige que las temperaturas máxima y mínima entre las que trabaja el motor sean tan distantes como se pueda. Como generalmente la $T_{mín}$ es la ambiente, se busca $T_{máx}$ tan alta como sea posible. Pero $T_{máx}$ tiene un límite, el dado por la resistencia de los materiales, generalmente metales, que son buenos conductores térmicos.

FLUJO ENERGÉTICO

Mientras en un motor alternativo de combustión interna el flujo energético tiende a repartirse de modo que un tercio de la energía de la combustión pasa a ser trabajo útil, otro tercio se pierde por el escape y el último tercio se evacua por el sistema de refrigeración, en un motor Stirling de combustión la distribución es diferente. También es una tercera parte (32%) de la energía la que se convierte en trabajo, pero el escape sólo se lleva el 14% y la refrigeración, en cambio, el 46%. Se supone un 8% de pérdidas.

En consecuencia, para iguales potencias, los motores Stirling necesitan un sistema de refrigeración de más capacidad que los de combustión interna. Este inconveniente está compensado por el hecho de que, si el motor está dotado de precalentador, los gases de escape salen a más baja temperatura, ya que se ha aprovechado parte de la energía calorífica que estos poseen al abandonar el motor.

La siguiente figura muestra el diagrama de flujo energético correspondiente a un motor Stirling de diseño muy cuidado (alto rendimiento), calentado por combustión y dotado de precalentador. De dicho diagrama debe destacarse el gran flujo calorífico que atraviesa el regenerador, que es más de tres veces el proporcionado por el combustible, lo que determina la dependencia de su viabilidad con la corrección del proceso de regeneración.

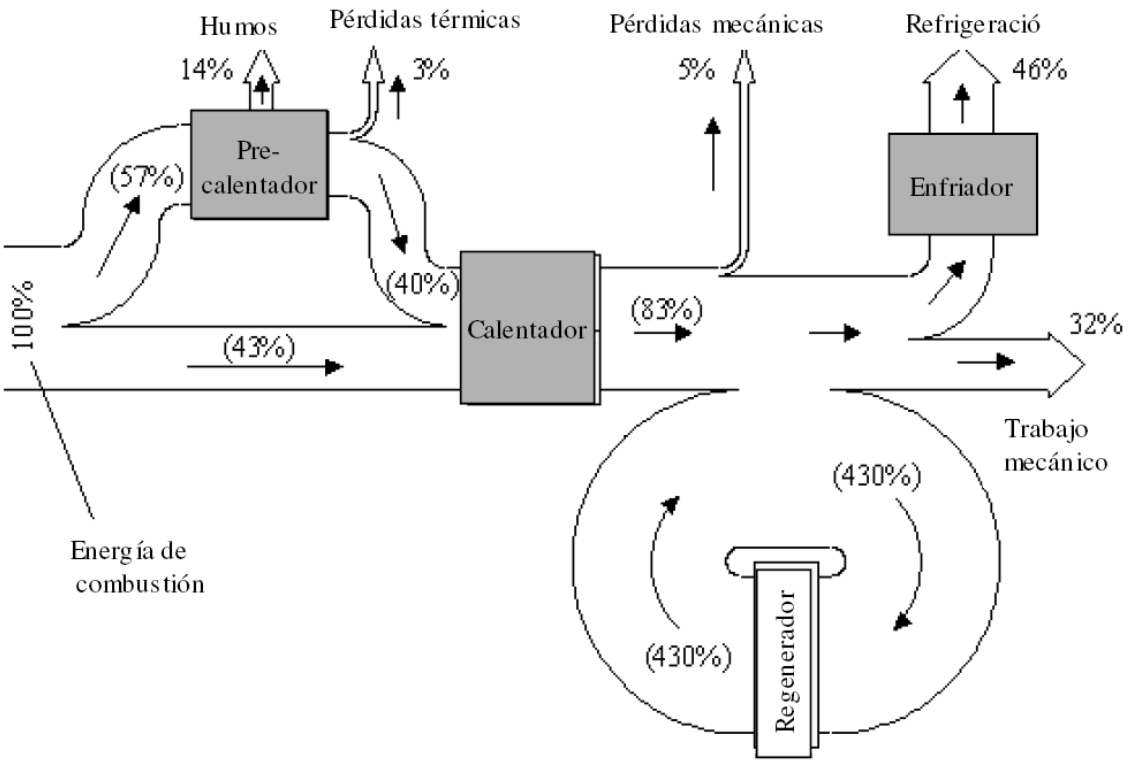


Fig.C 3 Flujo energético de un motor Stirling de alto rendimiento, calentado por combustión y dotado de precalentador. (El flujo del regenerador no está a escala)

FLUJO MÁSICO

El fluido de trabajo es movido por el interior del motor gracias a los émbolos. Si éstos se desplazasen muy lentamente, siguiendo unas leyes de movimiento continuo en secuencia, las predicciones del ciclo ideal de Rallis se harían realidad, y el diseño de los elementos térmicos del motor sería relativamente sencillo. Pero la realidad no es ésta: las necesidades prácticas exigen altas velocidades y movimientos aproximadamente sinusoidales. Las consecuencias que esto representa en el flujo másico son las siguientes:

i. La mayoría de las partículas del fluido de trabajo no realizan el recorrido completo del ciclo. De hecho, cuando las velocidades son muy elevadas, ninguna partícula completa este recorrido.
ii. Existe flujo neto a través del conjunto calentador-regenerador-refrigerador en poco más de la mitad del tiempo del ciclo. El resto del tiempo el flujo está entrando o saliendo por los dos extremos a la vez.
iii. Debido a la inercia y la fricción del fluido, el flujo neto a través del regenerador es mucho menos que el flujo que entra o sale de las cámaras de expansión y compresión.
iv. El flujo por el interior de los intercambiadores de calor es altamente variable, tanto en presión, densidad y temperatura como en velocidad. Este hecho complica mucho el diseño de estos elementos.

C.2.1.1 CALENTADOR

El calentador de un motor Stirling tiene por misión trasmitir calor desde un medio exterior caliente hacia el fluido de trabajo, a la vez que debe conducir este fluido en su recorrido por el interior del dispositivo. Siempre se sitúa a la salida de la cámara de expansión, a pesar de que, a menudo, la misma cámara forma parte del calentador. Los procesos de trasferencia de calor que intervienen en el calentador son tres, y cada uno condiciona a su manera el diseño de este elemento:

a) *Trasferencia de calor por convección y radiación:* desde un medio calentador a las paredes del tubo del calentador o aletas. Este es el proceso crítico en el diseño de los calentadores.
b) *Trasferencia de calor por conducción:* desde la superficie exterior del tubo hasta la superficie interior. Para una buena conducción el calentador suele ser metálico, concretamente de algún acero resistente a la temperatura (con elevado contenido en níquel). A veces, se utilizan también injertos cerámicos en puntos especialmente calientes. El grosor de las paredes debe cumplir un equilibrio entre la buena conducción térmica y la resistencia a la fatiga en caliente (al ser la presión interna oscilante).
c) *Transferencia de calor por convección:* en este caso desde la pared interna del cilindro al fluido de trabajo. Este fluido esta comprimido y se mueve a gran velocidad; lo que facilita la transmisión de calor. Por lo tanto una pequeña diferencia de temperaturas será suficiente. Este proceso de trasferencia no suele ser problemático.

El calor trasferido en este caso será:

$$Q_h = h_h A_h \Delta T_h \ (\boldsymbol{C.2})$$
$$A_h = \pi d_h n_h l_h \ (\boldsymbol{C.3})$$
$$d_h: \phi \ tubos \ calentador$$
$$n_h: n^{\underline{o}} \ tubos \ calentador$$

En el caso relativamente simple de flujo turbulento continuo, las técnicas analíticas no son adecuadas. En este caso el coeficiente de trasferencia de calor debe ser determinado utilizando el bien conocido método de semejanza de Reynolds en su forma original o modificada. Esta semejanza relaciona la trasferencia de calor con la fricción del fluido, utilizando los parámetros no dimensionales estándar. El número de Prandtl (Pr) que es propio del fluido de trabajo, y el de Reynolds (Re) propio del flujo.

El número de Nusselt relaciona el coeficiente de trasferencia de calor (h), la longitud del tubo del calentador y la conductividad térmica del fluido:

$$Nu = \frac{h \cdot l}{k} \ (\boldsymbol{C.4})$$

Bergman y Alberto redefinieron el número de Nusselt para el coeficiente de transferencia de calor en un cilindro.

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} \ (\boldsymbol{C.5})$$

No existe una única forma de la expresión, aunque sí que unas resultan mejores que otras. Las tablas de datos y gráficas desarrolladas por Walker han aportado la mejor correlación sustituyendo el número de Nusselt por el número de Stanton (St):

$$St = \frac{h}{C_p \rho u} (\boldsymbol{C.6})$$

C_p: $calor\ especifico\ del\ fluido\ de\ trabajo$
ρ: $densidad\ del\ fluido\ de\ trabajo$
u: $velocidad\ de\ flujo$

Reader (1982) que estudió motores para aplicaciones marinas, diseño e implemento un calentador para un motor Stirling para una aplicación bajo el agua y con temperatura de operación constante.

Las correlaciones entre los números de Nusselt, Reynolds y Prandtl fueron tomadas como $N_u = f(P_r, R_e)$

Así: $N_u = 0.23(R_e)^{0.33} (\boldsymbol{C.7})$

Y esto puede ser escrito como:

$$\frac{h_h \cdot d_h}{k_h} = 0.23 \left(\frac{\rho_f v_f d_h}{\mu_f} \right)^{0.3} \quad (\boldsymbol{C.8})$$

Y también:

$$N_u = 0.053 R_{e_g}^{0.8} P_{r_g}^{0.6} (\boldsymbol{C.9})$$

El calentador es un intercambiador difícil de diseñar, debido a los requerimientos del tubo interior y del exterior. El diseño dependerá también de la fuente de calor seleccionada.

- La superficie exterior del tubo habitualmente debe soportar un ambiente de alta temperatura, baja presión y flujo continuo.
- La superficie del interior del tubo, deberá soportar un ambiente con alta temperatura, alta presión y flujo muy discontinuo.
- Los coeficientes de trasferencia de calor son significativamente diferentes entre el interior y el exterior, así pues, los requerimientos de área de superficie no pueden compararse unos con otros.
- Además nos encontramos con otras dos fuertes restricciones:
  - Relación de diámetros entre el interior y el exterior será determinada por ambas temperaturas y carga de presión.
  - La óptima relación entre los diámetros puede no estar en armonía con las necesidades de superficie.

Todos estos factores pueden también estar descompensados con la resistencia a la fricción del fluido y con los requerimientos de espacio muerto requeridos, así que son otras dos propiedades que deberán ser tenidas en cuenta a la hora de diseñar un calentador.

Los dos parámetros que tienen principal importancia para las caras internas del calentador son el coeficiente de **trasferencia de calor** y el **factor de fricción**. Con el conocimiento de esos dos factores el rendimiento del calentador puede ser calculado y las dimensiones óptimas de un diseño propuesto pueden ser formuladas tomando las especificaciones termodinámicas necesarias. El ratio de trasferencia de calor que es capaz de soportar el calentador a través de las paredes interiores del cilindro al fluido de trabajo depende del coeficiente de película del tubo interior para la trasferencia de calor, del flujo de masa y del calor específico del gas.

Según la localización del calentador, se pueden distinguir tres casos:

01. El calentador es exclusivamente el mismo cilindro de expansión
02. El calentador comprende el cilindro de expansión y un calentador auxiliar.
03. El calentador es exclusivamente un calentador auxiliar.

La primera opción sólo está presente en pequeños motores demostrativos, en los que el rendimiento no es importante; el cilindro ofrece poca superficie de contacto con el gas, hecho que dificulta mucho la transmisión de calor. La segunda opción, o mixta, es la más utilizada; en este caso el calentador auxiliar realiza el intercambio mayoritario de calor, mientras que el cilindro, también caliente, completa la transmisión. Es la solución que ofrece mejor rendimiento térmico. Por último, el tercer caso se utiliza cuando se quiere reducir el coste del acero empleado en el cilindro; el calentador auxiliar realiza todo el intercambio, mientras que el cilindro se mantiene refrigerado por agua. Su rendimiento térmico no es tan bueno.

Podemos encontrar calentadores de aletas o tubulares, como se ve en la figura:

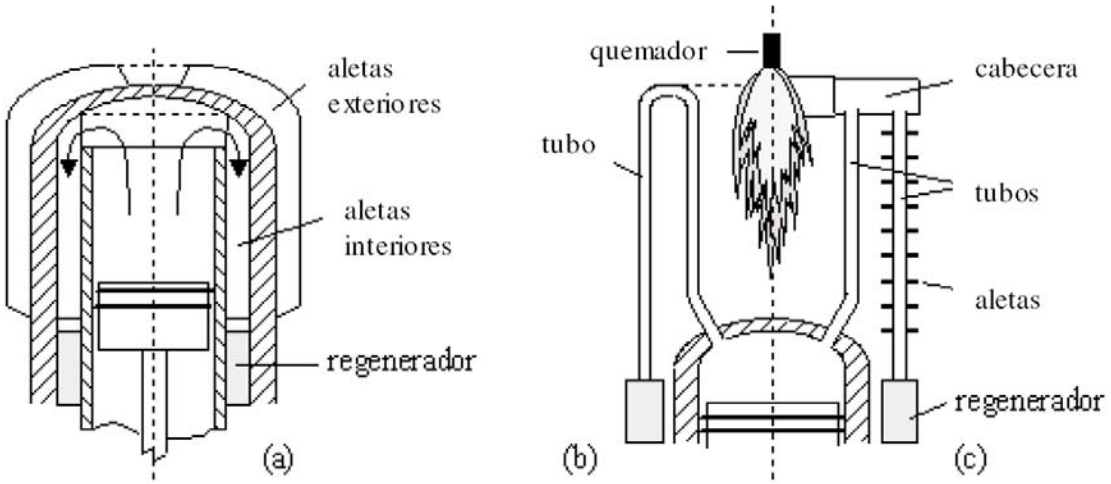


Fig.C 4 Calentadores de motor Stirling de combustión.

a) Aletas, b) tubular tipo capilar, c) Tubular de tipo cabecera

Los calentadores de aletas son muy compactos y de fácil construcción, pero su rendimiento en la transmisión no es muy elevado. Por esta razón se utilizan en motores de menos de 1kW. En motores más potentes el uso de calentadores tubulares es generalizado, aunque a menudo los tubos están dotados de aletas. El diseño de estos calentadores es complejo y su construcción también; son habituales los problemas de dilatación, de fatiga y también la presencia de puntos calientes.

El contacto directo de la radiación o productos de la combustión sobre los tubos produce puntos calientes en el calentador. Por esa razón, y como margen de seguridad, la temperatura media del medio exterior debe ser 100^0C menor que el límite metalúrgico del metal del calentador. Además, los humos suelen ensuciar y obstruir el calentador al cabo de un tiempo de funcionamiento, por lo que un cierto mantenimiento es requerido.

Una solución a estos problemas es el calentamiento indirecto mediante un circuito cerrado de metal líquido (generalmente una mezcla eutéctica de sodio y potasio). Tiene muchas ventajas:

a. El metal líquido es buen conductor térmico, por lo tanto pueden reducirse las dimensiones del calentador; esto permite reducir el volumen muerto del motor y dar más potencia.
b. El metal líquido homogeneíza las temperaturas sobre el calentador; por lo tanto, no hace falta margen de seguridad, sino que la temperatura media del metal puede ser parecida al límite metalúrgico. Esto supone una ganancia en rendimiento térmico.
c. El circuito de metal líquido puede absorber calor de diversas fuentes, cosa que da al motor una gran polivalencia (energía solar de día y quemador de gas de noche por ejemplo)

El precalentador de aire es un elemento sólo utilizado en motores lineales alimentados por combustión. A pesar de que su presencia no es obligada ni tiene nada que ver con el propio motor Stirling, resulta muy deseable de cara a mejorar el rendimiento de la combustión. Su misión es evitar una pérdida excesiva de calor a través de los humos; por lo tanto, recupera parte de este calor calentando el aire que entra hacia la cámara de combustión. El resultado es un aumento de la temperatura media en el calentador del motor Stirling (más rendimiento térmico del motor) y un mejor aprovechamiento del combustible.

Estos precalentadores pueden ser de dos tipos:

a. *Recuperativos:* Trasfieren el calor a través de la pared que separa los dos fluidos. Pueden ser tubulares o de pared de acordeón. Consiguen ser muy efectivos en la transferencia, pero están limitados por el espacio disponible, el peso máximo y el precio. Las partículas del humo suelen ensuciarlos mucho.
b. *Regenerativos:* Por la trasferencia, los humos y el aire atraviesan alternativamente una matriz regenerativa. La construcción más práctica es la rueda térmica: en la qué la matriz tiene forma de volante que gira lentamente dentro de un tubo, según el eje de éste. El tubo está dividido longitudinalmente y permite el paso simultáneo de los humos en un sentido y del aire en sentido contrario, sin que se mezclen. El paso alternativo de cada punto de la matriz a través de los dos flujos, permite el efecto regenerativo. Como que los sentidos son contrarios, la matriz se autilimpia. Se utilizan mucho en turbinas de gas, y pueden ser de materiales metálicos, pero mejor si son cerámicos.

C.2.1.2 REFRIGERADOR

El refrigerador de un motor Stirling tiene como objetivo evacuar calor del fluido de trabajo hacia un medio exterior más frío, a la vez que ha de conducir este fluido en su recorrido por el interior del dispositivo.

Esta formado por la propia cámara de compresión y a menudo también por un intercambiador auxiliar a la salida de ésta.

En principio, los MCS pueden ser refrigerados por aire o por agua igual que los MCI. Para reducir la temperatura del fluido de trabajo el sistema de enfriamiento del motor necesitará manejar una carga de enfriamiento casi el doble de la carga de enfriamiento de un motor de combustión interna convencional. A medida que la temperatura de refrigeración aumenta se da una caída considerable en la eficiencia térmica así que será deseable tener la temperatura del refrigerante al mínimo posible.

A pesar de ser un elemento de bajo coste y de diseño relativamente sencillo, el refrigerador es tan importante como el calentador en los motores Stirling, sobre todo si se tiene en cuenta que debe evacuar casi el 50% de la energía que el motor recibe, y que lo debe hacer a la menor temperatura posible; ya que como se ha comentado, a menor temperatura, mejor rendimiento térmico se obtendrá, y menos se deteriorarán las juntas y gomas del motor.

Las condiciones de flujo son similares a las del calentador pero con una temperatura menor. La convección del fluido de trabajo con la pared metálica es un proceso fácil debido a las características de velocidad y densidad de este fluido. La conducción por el interior del metal tampoco representa ningún problema, ya que la temperatura baja permite que los grosores de pared sean menores que los del calentador, para soportar las mismas presiones.

Por último, la convección hacia el medio exterior, si se refrigera con agua, presenta también una transferencia de calor muy buena. La refrigeración con aire requiere más salto térmico. El proceso crítico en el diseño suele ser el primero de los tres. Casi todos los diseñadores de motores han adoptado la refrigeración por agua.

Mientras que la temperatura del medio exterior suele ser la atmosférica, el fluido de trabajo sale del refrigerador unos 50^0C más caliente; se trata de un incremento de temperatura muy pequeño por la cantidad de calor que se transmite, hecho que se debe a la facilidad de la transmisión.

El cilindro de compresión y el refrigerador auxiliar, anexo a éste, forman el conjunto del refrigerador y su forma depende del tipo de refrigeración que se haga:

a. *Refrigeración por agua:* si se dispone de una fuente inagotable el agua a temperatura ambiente (rio, lago, red pública…), sólo hace falta bombearla por el interior del refrigerador. Es la solución más eficiente, pero sólo es utilizable en motores estacionarios.
b. *Refrigeración por aire:* en la mayoría de casos la refrigeración por agua continua no es posible, sea por la no-estacionalidad del motor, sea por la ausencia de una fuente viable. Entonces hace falta transmitir el calor al aire, y esto se puede hacer de dos maneras:

- *Convección directa* con el aire mediante aletas metálicas: la convección puede ser natural o forzada. Es una transmisión poco eficiente y sólo se utiliza en pequeños motores demostrativos o bien en motores lentos y no presurizados que hayan de funcionar desasistidos durante largos periodos de tiempo.
- *Circuito de agua con radiador:* es la solución más utilizada, debido a su eficiencia de transmisión y a la libertad de movimiento que da al motor. Sólo presenta el inconveniente de consumir energía para bombear el agua e impulsar el aire.

Casi todos y los tubos exteriores del refrigerador experimentan las mismas condiciones de flujo que en un motor convencional.

Los coeficientes semiempíricos de trasferencia de calor para estas condiciones están bien documentados; tras un gran número de investigaciones y muchas correlaciones disponible en la literatura de trasferencia de calor NASA Lewis.

Las siguientes expresiones recomendadas son satisfactorias para el análisis del refrigerador, donde h_t es el coeficiente de trasferencia de calor total y h_w es el coeficiente de trasferencia de calor de la película de agua.

$$h_t = \frac{h_w}{(1 + 0.882h_w)} \ (\boldsymbol{C.10})$$
$$h_w = 0.35Re^{0.55}Pr^{0.33}k_w d_o \ (\boldsymbol{C.11})$$
$$d_o: \emptyset \ exterior \ de \ los \ tubos \ de \ agua$$

C.2.1.3 REGENERADOR

Parte del calor aplicado por la fuente externa al fluido de trabajo es convertida en trabajo útil y mientras los gases expandidos salen del espacio de expansión hacia el refrigerador, el resto del calor es almacenado en el regenerador. Tras el enfriamiento y la compresión en la zona de compresión los gases pasan de nuevo a la zona de expansión a través del regenerador. El calor almacenado es devuelto al fluido de trabajo mientras fluye de vuelta hacia el espacio de expansión. Este proceso es el que denominaremos como **REGENERACIÓN**. **Y la eficiencia del motor Stirling depende de la eficiencia del regenerador o proceso regenerativo.**

La regeneración ideal se produce cuando el fluido entrando y saliendo de la matriz del regenerador lo hace a dos temperaturas constantes, T_E en la zona final de la expansión del regenerador y T_C en la de compresión. Esto es posible solo si el funcionamiento es realizado infinitamente despacio o el coeficiente de transferencia de calor o el área de intercambio de calor es infinita.

Esto también es posible si la capacidad de transferencia de calor de la matriz es infinita.

Los requerimientos fundamentales del regenerador son definidos por el proceso termodinámico del ciclo ideal. Para conseguir la máxima eficiencia el calor extraído durante el proceso isocórico 4-1 debe ser devuelto al gas en el proceso también isocórico 2-3. Idealmente la trasferencia de calor es llevada a cabo de forma reversible en el interior del regenerador. Un gradiente de temperatura lineal desde $T_{máx}$ a $T_{mín}$ es mantenido a lo largo de todo el regenerador. El fluido de trabajo entra en el regenerador en el estado termodinámico 4 y comienza a trasferir

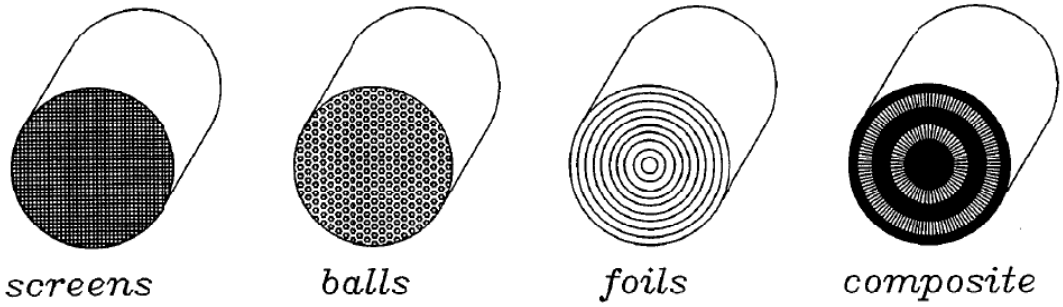
su calor al material del regenerador y deja el regenerador en el estado 1. Durante este proceso, la temperatura de cada elemento del refrigerador es elevada. Tras la compresión el fluido de trabajo entra al regenerador en el estado 2 (temperatura mínima del ciclo) y el flujo vuelve a través del regenerador recibiendo el calor almacenado en el regenerador y aumentando su temperatura de T_2 a T_3.

El regenerador de un motor real opera en condiciones lejos de estas asumidas para el caso ideal. La temperatura del fluido de trabajo entrando al regenerador no es constante debido a que la presión, densidad y velocidad del fluido varían en un amplio rango. La efectividad del proceso regenerativo depende también en gran medida de la capacidad térmica del material utilizado para fabricar el regenerador.

C.2.2. ANALISIS DEL REGENERADOR

Existen varios tipos de materiales que pueden ser utilizados para la matriz del regenerador, como pueden ser: virutas de acero, filtros de acero, mallados de alambre o muelles, bolitas metálicas, laminillas de metal, algodón de acero o aletas paralelas….Para conseguir una elevada capacidad de almacenaje las matrices de los materiales citados son usadas en los regeneradores de motores actuales.

Fig.C 5 Tipos de regeneradores



Para mejorar el coeficiente de trasferencia de calor y establecer la mínima diferencia de temperatura entre la matriz y el fluido es necesario exponer la máxima área de la matriz posible, por lo tanto; la matriz debe ser finamente dividida.

A continuación podemos ver las características deseables para la matriz del regenerador:

1. Máxima capacidad calorífica: matriz grande y sólida.
2. Mínimas pérdidas de flujo: matriz pequeña y altamente porosa.
3. Mínimo espacio muerto: matriz pequeña y densa.
4. Máxima trasferencia de calor: matriz grande y finamente dividida.
5. Mínima contaminación: matriz sin obstrucciones.

Por lo tanto, el diseño del regenerador es un problema de optimización del volumen del regenerador para conseguir los mejores valores de los parámetros anteriores.

C.2.2.1 TRANSFERENCIA DE CALOR Y FRICCIÓN DEL FLUIDO EN EL REGENERADOR

Para simplificar el análisis del regenerador realizaremos las siguientes suposiciones:

a) Conductividad térmica del material de la matriz del regenerador constante.
b) Calores específicos del fluido y la matriz no cambian con la temperatura.
c) El flujo del fluido y la temperatura son constantes en la sección del flujo.
d) Los coeficientes de trasferencia de calor y las velocidades del fluido son constates con el tiempo y el espacio.
e) La relación de flujo de masa es constante.
f) La caída de presión a lo largo del regenerador es insignificante.
g) El flujo de gas en el conducto es 1-dimensional.
h) El gas de trabajo es considerado gas perfecto.

Todo el proceso de trasferencia de calor es llevado a cabo de forma reversible. El diferencial de temperatura entre el fluido de trabajo y el regenerador debe ser infinitesimal. Y para satisfacer estos requerimientos ciertas condiciones anteriores deben ser satisfechas.

Que el proceso sea reversible solo puede asegurarse si el proceso está en equilibrio termodinámico, es decir, el sistema de regenerador pasa por una serie de estados de equilibrio. Pero realmente esto no puede ser conseguido en la práctica, por lo tanto todos los esfuerzos deben realizarse para satisfacer el resto de condiciones, las cuales pueden ser identificadas fácilmente por la ecuación fundamental para el comportamiento dinámico del regenerador.

Así pues, la trasferencia de calor desde/hacia el fluido de trabajo hacia/desde la matriz en el paso del flujo a través del regenerador es dado por:

$$h_{bulk} \cdot A \cdot (T_M - T_F) = m_f \cdot C_{PF} \cdot L_R \cdot \frac{dT_f}{dx} + M_{FR} \cdot C_P \cdot \frac{dT_f}{dt} \quad (\boldsymbol{C.12})$$

De la ecuación anterior podemos ver como la parte derecha se refiere a la energía calorífica disponible en el fluido de trabajo. Para trasferir la máxima energía calorífica desde el fluido de trabajo al regenerador la diferencia de temperaturas del fluido en la matriz ($T_M - T_F$) deberá ser infinitesimal. Así pues, el coeficiente de trasferencia de calor de la masa de la matriz h_{bulk} deberá ser infinito para compensar la pequeña diferencia de temperaturas. Y una vez más esta condición no es posible de obtener en la realidad.

El único parámetro que queda es el área de trasferencia de calor (A), y por lo tanto esta debe hacerse infinita para permitir acercarse lo más posible a las condiciones ideales. Así pues, importantes esfuerzos deberán hacerse para tener el área lo más grande posible.

La segunda ecuación de Nusselt-Hausen describe la capacidad de almacenaje de energía del regenerador. Esto puede expresarse con la ecuación:

$$h_{bulk} \cdot A \cdot (T_F - T_M) = M_M \cdot C_{PM} \cdot \frac{dT_M}{dt} \quad (\boldsymbol{C.13})$$

La capacidad calorífica del regenerador C_R viene representada por $M_M \cdot C_{PM}$.

Fijándonos en lo anterior, podemos expresar la primera aproximación como combinación de las expresiones C.12 y C.13; encontrando así que la temperatura de la matriz del regenerador se puede expresar como:

$$\Delta T_M \approx \frac{m_f \cdot C_{PF} \cdot \Delta T_F}{C_R} \quad (\boldsymbol{C.14})$$

Para mantener la diferencia de temperatura requerida a lo largo del regenerador, no deberá existir conducción axial de calor y la máxima conducción de calor debe ser normal al flujo del fluido. Un motor que trabaja en un ciclo cerrado no puede funcionar sin un intercambio de calor regenerativo eficiente.

El primer paso para definir la efectividad de un regenerador, que denotaremos por ε_R, es dado por la ecuación:

$$\varepsilon_R = \frac{Calor\ Real\ Transferido}{Calor\ disponible\ para\ la\ Transferencia} = \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_1} \quad (\boldsymbol{C.15})$$

Para obtener la efectividad del regenerador y su modo de comportamiento las ecuaciones C.12 y C.13 son expresadas en forma de parámetros adimensionales utilizando η para el tiempo y ζ para la distancia:

$$\frac{dT_F}{d\zeta} = T_M - T_F \quad (\boldsymbol{C.16})$$

$$\frac{dT_M}{d\eta} = T_F - T_M \quad (\boldsymbol{C.17})$$

Donde:

$$\zeta = \frac{h_{bulk} \cdot A}{m_f \cdot C_{PF} \cdot L_R} \quad (\boldsymbol{C.18})$$

$$\eta = \frac{h_{bulk} \cdot A}{M_M \cdot C_M}\left(\chi - \frac{M_{FR} \cdot x}{m_f \cdot L_R}\right) \quad (\boldsymbol{C.19})$$

Dos importantes parámetros adimensionales para cada periodo de cesión de calor al fluido (blow period) y basados en los parámetros descritos η y ζ, los cuales pueden expresarse como dos de los principales parámetros característicos del regenerador:

$$\Lambda: longitud\ reducida$$
$$\Pi: periodo\ reducido$$
$$\Lambda = \frac{h_{bulk} \cdot A}{m_f \cdot C_{PF}} \quad (\boldsymbol{C.20})$$
$$\Pi = \frac{h_{bulk} \cdot A}{M_M \cdot C_M}\left(\chi - \frac{M_{FR}}{m_f}\right) \quad (\boldsymbol{C.21})$$

Estos dos factores contienen los parámetros necesarios de equilibrar para conseguir una perfecta regeneración. Se utilizarán pues estos parámetros para expresar la efectividad del regenerador como:

$$\varepsilon_R = \frac{\Lambda}{\Pi} tanh\left(\frac{\Pi}{\Lambda + 2}\right) \quad (\boldsymbol{C.22})$$

Π : definido sin considerar el almacenaje de gas dentro del regenerador, es decir: M_{FR}=0. Esta suposición es aceptable bajo ciertas condiciones de flujo.

$\frac{\Lambda}{\Pi}$: Factor de utilización, ratio de capacidad calorífica del fluido de trabajo para el periodo en que este se caliente, para la capacidad de almacenaje de calor de la matriz.

Si el regenerador es ideal la transferencia de calor global del ciclo en el regenerador es cero. El rendimiento del regenerador es la magnitud del calor transferido Q_R, el cual puede ser dado por:

$$Q_R = \frac{\gamma R}{\gamma - 1}\oint (m_r T_C - m_h T_E)\, dt \quad (\boldsymbol{C.23})$$

Considerando el flujo de gas a través del medio poroso la trasferencia de calor puede ser relacionada con la caída de presión utilizando la ley de Darcy como ha demostrado Isshiki:

$$Q_R = \frac{-A\gamma\sigma}{\mu L_R(\gamma + 1)}\oint (\Delta P) P_{AM}\, dt \quad (\boldsymbol{C.24})$$

Ercan Ataer utilizó una aproximación de LaGrange para representar la distribución de temperatura del fluido de trabajo en el regenerador de un motor Stirling. En este estudió se puede comprobar cómo el volumen muerto del motor es un aspecto muy importante en la potencia de salida del motor. Tanto Fette como Muralidhar y Suzuki han realizado ciertas estimaciones el efecto del ratio de volumen $V_{max}/V_{mín}$ en la eficiencia del regenerador en un motor Stirling.

C.3. CONFIGURACIÓN DEL MOTOR

Las soluciones mecánicas de los motores Stirling son diversas y cumplen un mismo esquema general. Los elementos de un motor Stirling incluyen dos volúmenes a diferente temperatura conectados uno con el otro por medio de un regenerador e intercambiadores de calor auxiliares. Para satisfacer los requerimientos termodinámicos, dinámicos del gas y de transferencia de calor, esos volúmenes deberán cambiar periódicamente gracias al movimiento alternativo de dos émbolos. En la siguiente figura puede verse una posible configuración del motor con los elementos básicos.

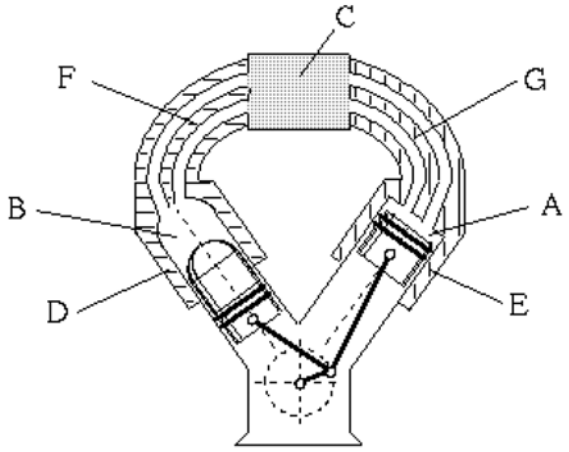


Fig.C 6 Configuración de un motor Stirling.

A-Cámara de compresión, B-Cámara de Expansión, C-Regenerador, D-Espacio de expansión, E-Espacio de compresión, F-Calentador, G-Refrigerador.

La principal función del mecanismo conductor deberá ser por lo tanto reproducir estos cambios volumétricos de forma tan precisa como sea posible. Los elementos del mecanismo pueden ser combinados para satisfacer los requerimientos anteriores en un amplio rango de adaptaciones mecánicas. El mecanismo conductor debe ser considerado al seleccionar la configuración del motor, ya que no todos los mecanismos son compatibles con todas las configuraciones de MCS posibles.

Existen parámetros básicos del motor que son también importantes para poder comprender el número de Beale[2] , concretamente son velocidad del motor, presión y desplazamiento.

Gary Wood enumeró los siguientes parámetros, que son necesarios para conseguir una configuración adecuada del motor, es decir, la geometría óptima del motor estará basada en los siguientes parámetros:

1. Diseño del cilindro.
2. Mecanismo del motor.
3. Tipo de calentador.
4. Construcción del desplazador y pistón.
5. Tipo y tamaño del regenerador.
6. Construcción del cárter o habitáculo para el cigüeñal.

[2] En ingeniería mecánica el número de Beale es un parámetro que caracteriza el rendimiento de los motores Stirling. Es corriente utilizarlo para estimar la potencia de salida del diseño de un Motor Stirling. Por ejemplo, para motores operando con una diferencia de temperaturas alta, un rango típico de valores para el nº de Beale puede ser desde 0.11 a 0.15; donde mayor nº indica mayor rendimiento.

C.3.1 TIPOS DE MOTORES

El cilindro es la materialización de la cámara de volumen variable. Un extremo está abierto hacia los intercambiadores de calor y el otro está cerrado por el émbolo, el cual determina las variaciones de volumen. La forma cilíndrica viene impuesta por la facilidad de la construcción. El material suele ser metálico para una buena conducción térmica, y el grosor de la pared depende de la presión máxima del fluido de trabajo. El émbolo puede ser de tres tipos, según la función que tenga:

- Pistón.
- Desplazador.
- Mixto.

Se habla de *pistón* cuando el émbolo debe resistir una diferencia elevada de presión entre sus dos caras, pero no ha de soportar, en cambio, ningún salto térmico apreciable entre el fluido de trabajo y el exterior.

El pistón ha de ser robusto y con buenos elementos de estanqueidad para soportar la presión, por esto suele ser metálico. Las pérdidas por conducción térmica no representan ningún problema, porque son mínimas.

Un desplazador, en cambio, es un émbolo que trabaja con presiones muy parecidas en los dos lados, pero que ha de soportar un elevado gradiente térmico. Su resistencia y estanqueidad no son críticas, mientras que el aislamiento térmico sí que lo es. Acostumbra a ser un elemento axialmente largo, que contiene material aislante en su interior. Sus paredes, metálicas, son delgadas, para evitar la conducción, y tienen forma redondeada, para evitar concentraciones de tensión y fatiga del material que se encuentra debilitado por la temperatura.

El émbolo mixto, o también llamado pistón/desplazador es aquel que ha de soportar un fuerte gradiente térmico acompañado de una elevada diferencia de presiones. Su diseño requiere un equilibrio ente aislamiento y resistencia, que a menudo es difícil de encontrar.

Pistón	**ΔP Grande**	**ΔT Pequeño**
Desplazador	ΔP Pequeño	ΔT Gran
Mixto	ΔT Grande	ΔT Gran

Tabla C. 1 Tabla resumen diferencias pistón, desplazador y émbolo mixto.

Según la disposición de cilindros, pistones y desplazadores, los motores Stirling pueden clasificarse como se muestra a continuación.

C.3.2 ARQUITECTURA DEL MOTOR STIRLING

Los motores Stirling pueden ser clasificados de forma general en dos categorías, accionamiento simple o doble. El término simple o doble en la tecnología de MCS es utilizado para describir el modo de funcionamiento de un motor concreto.

C.3.2.1 ÉMBOLOS DE SIMPLE ACCIÓN

El primer motor de este tipo fue el inventado por R.Stirling en 1816. Se pueden distinguir tres categorías dentro de las arquitecturas de émbolos de simple acción:

- Doble pistón.
- Pistón-Desplazador.
- Pistón liquido.

La arquitectura de ***doble pistón***, también llamada **ALFA**, se caracteriza por presentar un émbolo que es un pistón y el otro un pistón/desplazador, que se mueven en dos cilindros diferentes. Estos dos cilindros están conectados en serie por el calentador, regenerador y refrigerador. Es la configuración más intuitiva, pero se aplica sólo en motores grandes, en que el

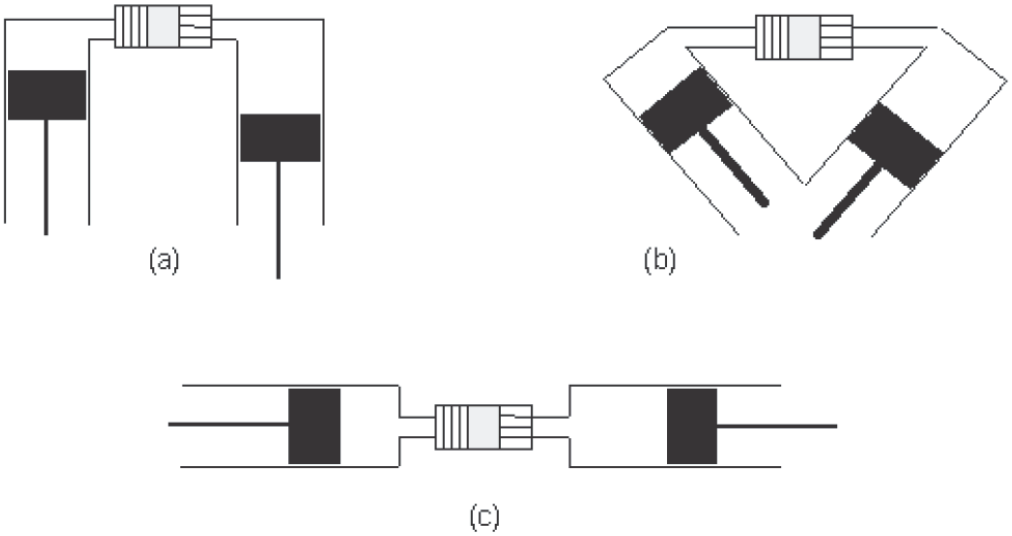


Fig.C 7 Motores Stirling de simple acción y doble pistón.

a) Cilindros paralelos (Rider), b) Cilindros en V, c) Cilindros opuestos

peso no es un factor determinante. La disposición es conceptualmente la más sencilla, sin embargo sufre la desventaja de que ambos pistones necesitan tener cierre hermético para contener el gas de trabajo.

En la configuración de ***pistón-desplazador*** uno de los émbolos es un pistón y el otro es un desplazador. Con esta configuración, la presión del fluido está soportada sólo por un pistón, que además, trabaja a baja temperatura, lo que reduce mucho el problema de estanqueidad. Siendo además el desplazador más ligero que un pistón, se disminuye la masa oscilante y las vibraciones, reduciéndose en consecuencia las dimensiones de cojinetes, bielas….

Esta es la configuración más utilizada en motores de poca potencia, pero también se utiliza en los de potencias superiores. Dentro de esta arquitectura de motores existen dos alternativas:

a. Cilindro único: tipo **BETA**.
b. Doble cilindro: tipo **GAMMA**.

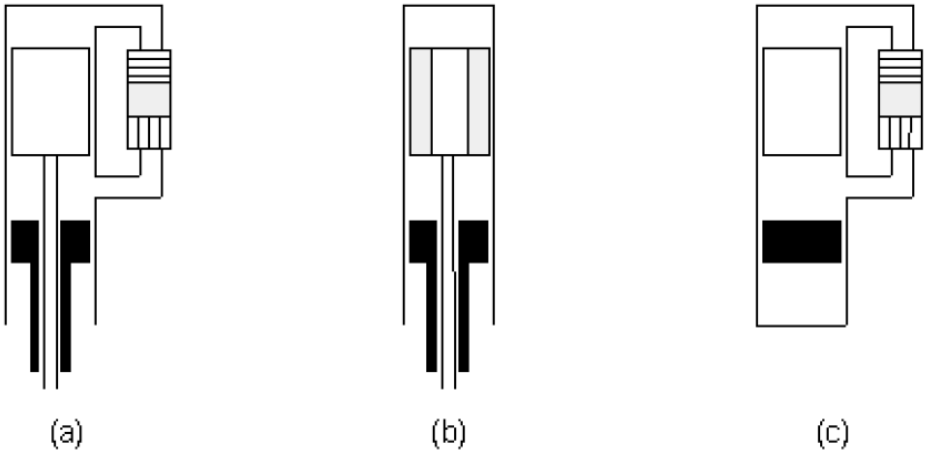


Fig.C 8 Motores Stirling de simple acción configuración BETA.

a) Regenerador Externo (Rankine-Napier), b) Desplazador regenerativo (Stirling), c) Pistones libres (Beale)

La configuración de cilindro único **(BETA)** reduce el espacio muerto al mínimo y da al motor máxima compacidad. Es el motor original de Stirling. Consta de un cilindro con una zona caliente y otra fría. En la construcción del motor podemos ver como ambos, el desplazador y el pistón están alojados en el mismo cilindro. En este modelo el espacio de compresión es el barrido entre la parte inferior del desplazador y la superior del pistón de potencia. El desplazador y el pistón pueden, o no, tocarse físicamente, pero son conectados al cigüeñal por enlaces separados para mantener el ángulo de fase requerido.

La disposición de doble cilindro **(GAMMA)** está derivado del beta, pero más sencillo de construir, utiliza al igual que el beta una disposición de pistón-desplazador, pero en este caso están colocados en diferentes cilindros. En estas máquinas el espacio de compresión está dividido entre los dos cilindros con una conexión intermedia. Ofrece mucha más liberad en el diseño de la transmisión hacia un eje giratorio y facilita la construcción y el montaje.

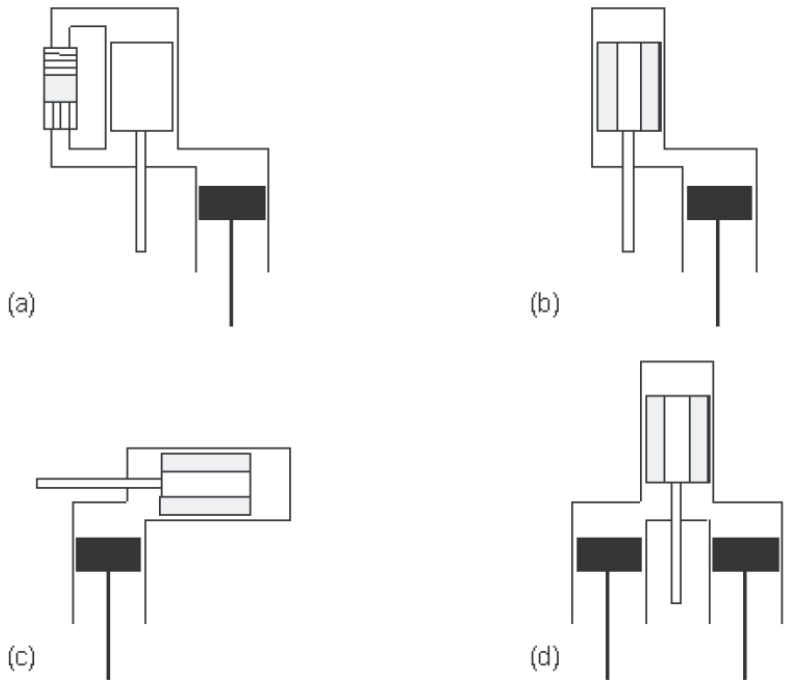


Fig.C 9 Motores Stirling configuración GAMMA

a) Regenerador externo, b) Desplazador regenerativo, c) Desplazador regenerativo y cilindros a 90º, d) Doble cilindro de expansión (Rainbow)

En los motores Stirling de ***pistón líquido*** los émbolos son superficies libres de un líquido. El gas de trabajo es impulsado y comprimido gracias al movimiento de la columna líquida a lo largo de los cilindros. Presentas muchas variantes constructivas, pero la mayoría sigue el esquema básico mostrado; formado por dos columnas en U, una que actúa como desplazador y la otra como pistón.

Posee la ventaja de ser muy sencillo y económico, pero presentan problemas de evaporación del líquido y de pérdidas de carga por fricción.

C.3.2.2 ÉMBOLOS DE DOBLE ACCIÓN

Desarrollado por Babcock en 1885. Utiliza los dos lados del pistón para mover el fluido de un espacio a otro. El más desarrollado y fabricado de estos motores ha sido la serie P´de United Stirling, desarrollado por Bratt. Motor de doble efecto, 4 cilindros y 40kW. El objetivo inicial de este motor fue el desarrollo de nuevos componentes, y fueron realizados experimentos con diferentes gases de trabajo y diferentes temperaturas de calentador.

En estos motores el elemento alternativo es un pistón/desplazador que trabaja por las dos caras, con una comprime el gas de un ciclo mientras que con la otra expansiona el de otro ciclo, o viceversa. En un principio se pensó que su construcción iba a resultar demasiado compleja debido a las conducciones necesarias para conectar los espacios de trabajo con el regenerador.

Como consecuencia de esta configuración, el número de ciclos termodinámicos coincide con el de cilindros y con el de émbolos, y siempre es más grande o igual a dos. Se trata, pues, de motores multicilindro.

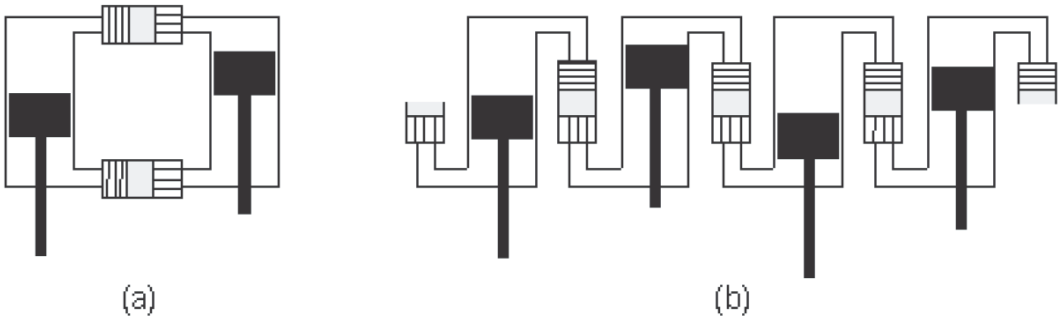


Fig.C 10 Motores Stirling de doble acción.

a) Doble cilindro, b) Multicilindro (Siemens) cilindros dispuestos circularmente

Estos motores poseen la ventaja de tener la mitad de piezas móviles que los de simple acción, cosa que facilita la estanqueidad y hace más económico el motor. Su inconveniente recae en la poca flexibilidad de diseño que ofrecen. Se aplican sobre todo para potencias superiores a 20 kW.

C.3.3 ACOPLAMIENTO ÉMBOLOS Y EXTRACCIÓN DE POTENCIA

La disposición de los émbolos en una determinada configuración de motor determina el modo de extracción de la potencia generada por el motor.

Este tipo de motores admiten tanto la configuración de salida de potencia lineal como rotativa, aunque en determinadas configuraciones la primera es obligada. En este sentido, es determinante la tipología de acoplamiento de los émbolos, distinguiéndose tres casos principales:

01. Émbolo acoplado mecánicamente.
02. Émbolo no acoplado mecánicamente.
03. Émbolo de acoplamiento híbrido.

En el mundo de la ingeniería, está muy extendida la costumbre de asociar el término potencia mecánica con potencia de eje, ya que la mayoría de motores térmicos actuales trasmiten su fuerza de forma rotativa. Los motores Stirling, en cambio, admiten a menudo salidas de potencia lineales, y en algunas de sus configuraciones, la forma lineal resulta obligada.

- *Potencia rotativa:* es la forma más empleada y mejor estudiada. La mayoría de dispositivos receptores de potencia disponen de entrada rotativa, aunque después algunos hayan de reconvertirla en lineal.
- *Potencia alternativa (lineal):* a pesar de ser una forma poco utilizada, presenta bastantes ventajas respecto a la rotativa: los pistones y otros elementos de transmisión no sufren fuerzas laterales, sino sólo axiales, hecho que minimiza el problema de la lubricación. También permite el uso de obturadores flexibles para un hermetismo absoluto. Las aplicaciones son muchas: desde el accionamiento de generadores eléctricos lineales y bombas o compresores de pistones, hasta la impulsión de otras máquinas Stirling actuando como bombas de calor.

La transmisión de potencia rotativa requiere un sistema que transforme el movimiento lineal del pistón en rotativo. Este sistema mecánico se puede aprovechar para dar a los dos émbolos del motor un movimiento aproximadamente senoidal y con un desfase fijo. La transmisión lineal de potencia, en cambio, no tiene manera de mantener una ley de movimientos relativos fija entre los émbolos. Esta diferenciación permite clasificar los motores Stirling como se describe a continuación, según el acoplamiento de los émbolos con el sistema de salida de potencia.

C.3.3.1 ÉMBOLOS ACOPLADOS MECÁNICAMENTE

El acoplamiento mecánico, a la vez que permite la transmisión de la potencia, de forma directa determina la ley de movimientos relativos entre los dos émbolos. Para hacer que esta ley sea cíclica es casi indispensable que el mecanismo culmine en algún elemento rotativo, y en consecuencia este tipo de motores son siempre de potencia rotativa. La rotación puede transmitirse al exterior mediante un árbol que sobresale de la carcasa, o bien, por arrastre magnético entre dos platos imantados separados por una pared. Esta última configuración permite el hermetismo de la carcasa, la cual puede ser presurizada.

Según la disposición de los cilindros y los émbolos, los mecanismos de acoplamiento pueden ser:

01. Para émbolos coaxiales.
02. Para émbolos no coaxiales.
03. Para émbolo único.

En las siguientes figuras puede verse como los acoplamientos pueden ser sencillos o complejos, compactos o voluminosos, inductores o no de fuerzas laterales en los émbolos, y ajustables o no a una buena ley de movimiento alternativo. Los factores que determinen la elección de uno u otro varían según el caso.

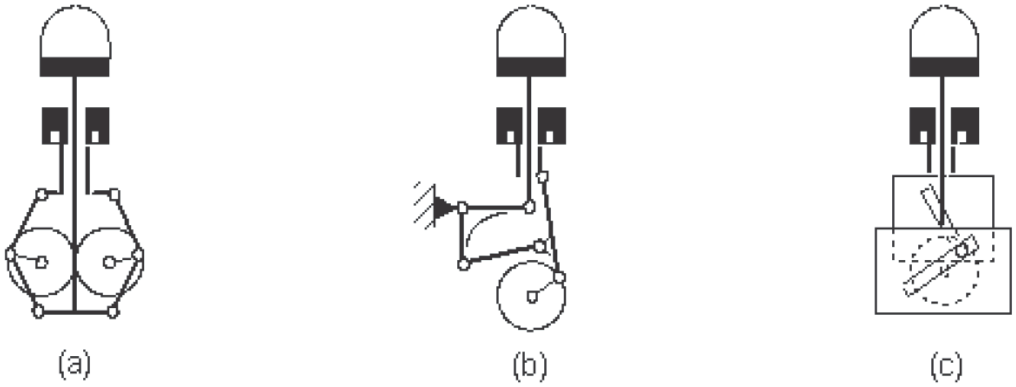
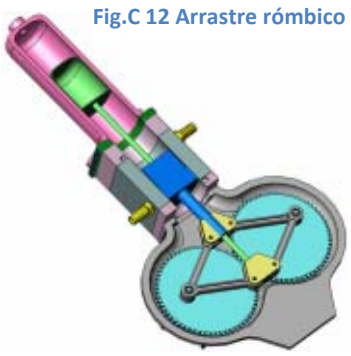


Fig.C 11 Acoplamientos mecánicos para motores Stirling de dos émbolos coaxiales.

a) Arrastre rómbico, b) Manivela y balancín, c) Manivela y cursor

ARRASTRE RÓMBICO

Fig.C 12 Arrastre rómbico



Este es probablemente el mejor sistema conocido y ciertamente el más desarrollado de todos los mecanismos de motores Stirling de simple efecto. La evolución de los MCS hacia unidades de mayor potencia, nos conduce a la necesidad de aislar el cilindro respecto del cárter del cigüeñal y de este modo evitar tener que presurizarlo también.

Este posee también la ventaja de estar dinámicamente equilibrado incluso para disposiciones de simple efecto. Su principal desventaja es la complejidad de la unidad. Posee gran número de partes móviles, cojinetes y necesita un par de ruedas de engranajes opuestas para su ensamblaje.

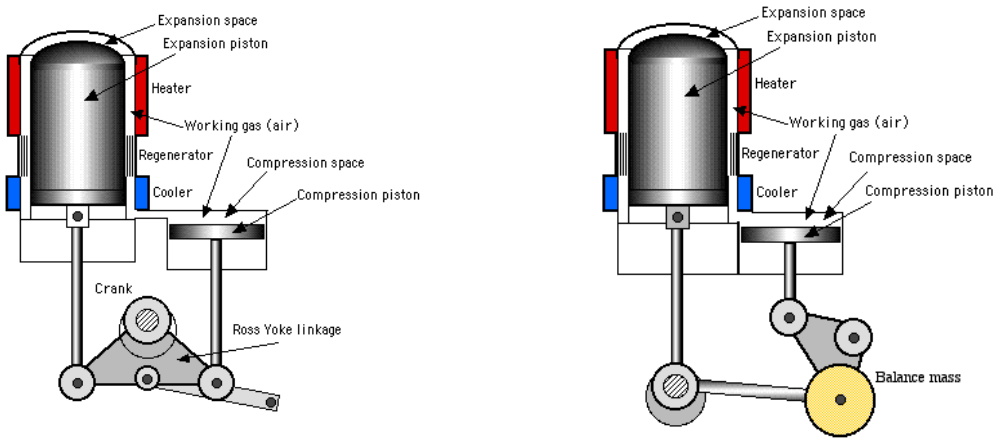
Fig.C 13 Acoplamientos mecánicos para motores Stirling de émbolos no coaxiales.

a) Acoplamiento de Ross, b) Plato oscilante

MECANISMO DE ROSS

Este mecanismo fue patentado por Ross.

Fig.C 14 Mecanismos basados en el de Ross



Y pueden verse diferentes modelos de este mecanismo en pequeñas maquetas y modelos que funcionan correctamente.

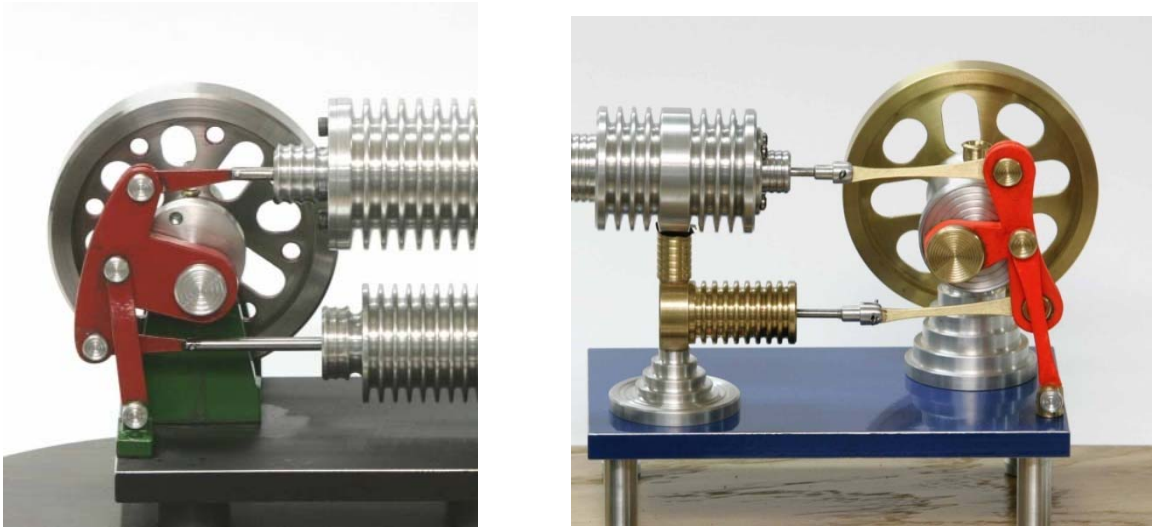


Fig.C 15 Mecanismo Yugo de Ross

DISCO ROTATORIO O PLATO OSCILANTE

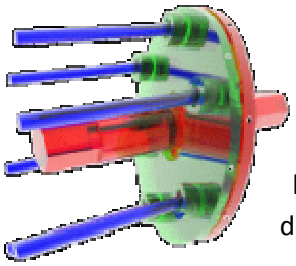


Fig.C 16 Disco Rotatorio

El disco rotatorio ha sido utilizado sobre todo en el desarrollo de motores para automóviles donde el espacio es un factor muy importante. Es un sistema dinámicamente equilibrado para un ángulo del disco rotatorio fijo. Los cilindros pueden ser aislados del habitáculo del cigüeñal fácilmente con gran fiabilidad en el sistema de cierre hermético para aplicaciones como automóviles, donde son necesarios gran número de ciclos muy rápidos.

Además el disco rotatorio puede ofrecernos una forma de controlar la potencia de salida cambiando el ángulo del plato, lo que provocaría un cambio en la carrera del motor.

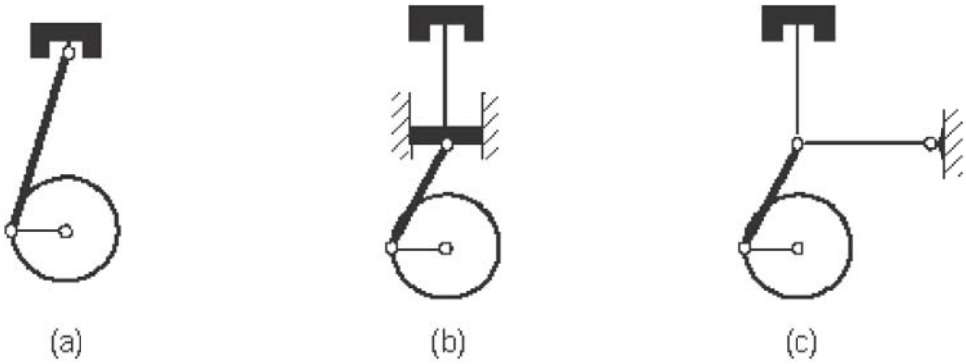


Fig.C 17 Acoplamientos mecánicos para motores Stirling de émbolo único.

a) Biela y cigüeñal, b) Cigüeñal y biela con guiaje lineal, c) Cigüeñal y biela con guiaje por balancín

MECANISMO DE MANIVELA DESLIZANTE

Este mecanismo se ha utilizado durante años en los MCI y es altamente fiable, con una rica experiencia en su funcionamiento. Es usado de forma extensa en los motores Stirling de doble efecto con o sin cabezal trasversal.

Tiene la ventaja de su fiabilidad y facilidad de fabricación; pero la desventaja de ser casi imposible de equilibrar. La biela-manivela no es una solución elegante para el mecanismo conductor cuando el pistón y el desplazador son usados juntos en un cilindro, pero es el mecanismo utilizado en las versiones de cilindros gemelos en motores Stirling básicos.

C.3.3.2 ÉMBOLOS NO ACOPLADOS MECÁNICAMENTE

También llamados motores Stirling resonantes o de pistón libre; son máquinas en las cuales los émbolos se mueven libremente, sólo afectados por las presiones del fluido y por sus propias inercias, oscilante a una frecuencia de resonancia. Como no están unidos mecánicamente, no tienen una ley de movimiento preestablecida. Este concepto fue realizado en la práctica por primera vez por Beale, por eso, muchas veces pueden encontrarse referencias a este tipo de motores como "Motor de pistón libre de Beale".

La salida de potencia del motor es forzosamente alternativa, ya que la conexión con un eje impondría una ley de movimiento. Es precisamente el dispositivo receptor el que actúa como freno del motor, evitando que la resonancia sea destructiva.

A pesar de que son de cálculo complicado, tienen características muy competitivas: pocas piezas móviles, tamaño compacto, auto-arranque, pocos problemas de lubricación, bajo coste y larga vida útil. Todas las configuraciones de cilindros y émbolos vistas son válidas para motores Stirling de pistón libre.

PISTÓN, CILINDRO O DESPLAZADOR LIBRE

El pistón es libre en el sentido de no estar acoplado mecánicamente, pero sí que lo están debido a la dinámica del gas. La configuración es similar a la de pistón-desplazador con la excepción de que no existe mecanismo de manivelas y el cilindro está completamente cerrado herméticamente en sus dos extremos.

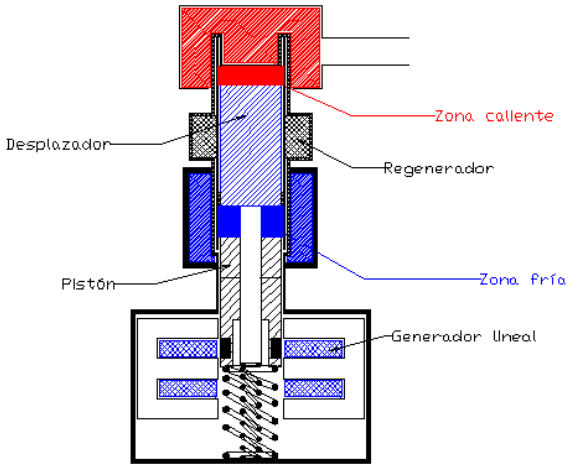


Fig.C 18 Configuración de Pistón Libre con alternador lineal

La biela del desplazador-pistón suele ser hueca y abierta en uno de sus extremos, con lo que el fluido dentro del desplazador se mantiene en continua comunicación con un espacio de amortiguamiento que se mantiene a una presión constante todo el tiempo. Este espacio actúa como un muelle para el fluido, y se puede comprobar que tiene un efecto similar al del cigüeñal en el motor Stirling convencional.

Este tipo de motores son apropiados para su uso como bombas de agua alternativas, o uso con alternadores lineales. Hsu ha mostrado como este tipo de motores pueden usarse para generación utilizando residuos en forma de motor alimentado por biomasa. Con una superficie caliente de 1 metro cuadrado incrustada en la cámara de combustión de un incinerador, podemos absorber la energía suficiente para mover un generador Stirling de 2.5 kW.

Otro motor Stirling de pistón libre y generador lineal fue desarrollado y fabricado por George Dochat; el cual funcionaba de forma estable y produciendo una potencia de 1kW. Se han fabricado motores de este tipo con diferentes usos. Existen estudios que a través de la

extrapolación de resultados muestran que la generación lineal es capaz de mejorar los buenos ítems de rendimiento que conocíamos de los MCS sin pistón libre.

El problema de este tipo de motores es conseguir la estanqueidad y la vida de los componentes alternativos frente al desgaste y la rotura. Diferentes estudios demuestran como cae el rendimiento de estos motores a medida que aumenta el desgaste en los cierres herméticos.

CONFIGURACIÓN DE CILINDRO LIBRE

Esta configuración comparte las ventajas del motor guiado por un mecanismo de cigüeñal, pero resulta más sencillo de fabricar. Además debido a que se encuentra cerrado herméticamente, es un motor impermeabilizado ante un posible daño causado por contaminantes externos. De todos modos, al tratarse de una máquina alternativa exterior, será necesario un elemento de trasformación de movimiento si es necesario conseguir movimiento rotativo. Existen diversos usos para estos movimientos simples alternativos, como el bombeo de agua o la producción eléctrica a partir de alternadores lineales.

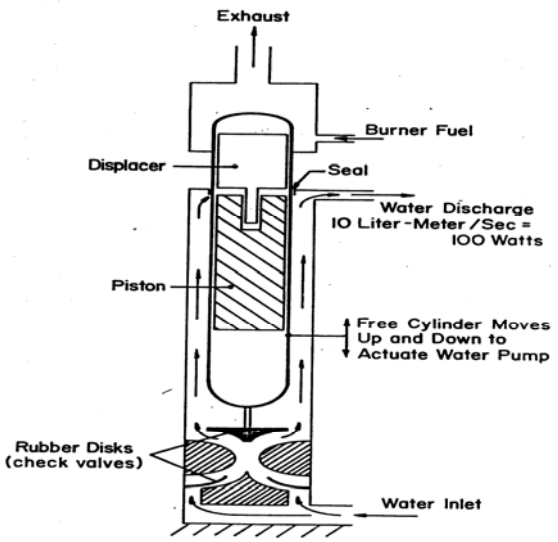


Fig.C 19 Esquema de motor de cilindro libre

El motor de cilindro libre, al igual que el resto de motores Stirling pude funcionar con cualquier fuente de calor. Este motor puede ser utilizado no solo como bomba para fluidos, sino también como compresor de aire o gas. Puede funcionar como bomba de refrigerante para la conservación de alimentos.

El arranque de este motor pude ser automático si está dispuesto en vertical, de lo contrario una pequeña sacudida es necesaria para comenzar el movimiento inicial, tras el cual el motor funcionara de forma vigorosa tanto tiempo como la diferencia de temperaturas entre los lados caliente y frio del motor sea mantenida. La temperatura requerida normalmente se sitúa entre 400 y 700 ^{0}C en el lado caliente y por encima de 100 en la zona refrigeradora.

Al poseer solo dos partes móviles dentro del cilindro, este motor es más sencillo de fabricar que el motor dirigido por un mecanismo de biela-cigüeñal. Además al estar el cilindro herméticamente cerrado, el motor no necesita bomba de aire ni cierre hermético corredizo para contener el gas de trabajo. Por lo tanto, el motor puede operar con alta presión, incluso mayor de 15 atmósferas, consiguiendo así que el motor sea muy compacto y barato para la potencia que puede suministrar.

MOTOR STIRLING DUPLEX

Esta es una máquina de refrigeración, es decir, a partir de la introducción de calor en la máquina conseguimos producir frio sin ningún otro efecto exterior. Es tan sencillo como la bomba de agua a partir de un motor de cilindro libre Stirling, y además es muy eficiente en cuanto al consumo de combustible si está bien diseñado.

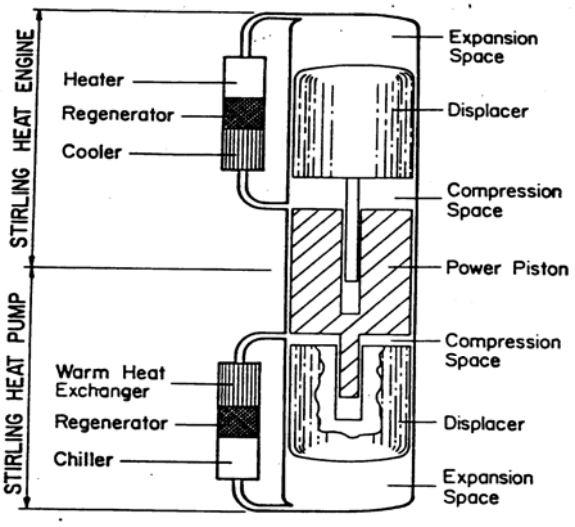


Fig.C 20 Duplex Stirling como bomba de calor

La idea básica bajo la que funciona un motor Stirling dúplex es que cuando está funcionando se convierte en una bomba de calor. Con esta disposición un motor Stirling es utilizado para hacer funcionar una bomba de calor Stirling. Esto puede conseguirse con solamente tres partes móviles: el desplazador caliente, el pistón que actúa como pistón para el motor y la bomba, y el desplazador frio. Esta combinación consigue una simple y efectiva bomba de calor alimentada también por calor, la cual puede ser escalada para cualquier tamaño o rango de temperaturas.

STIRLING DE PISTÓN LÍQUIDO

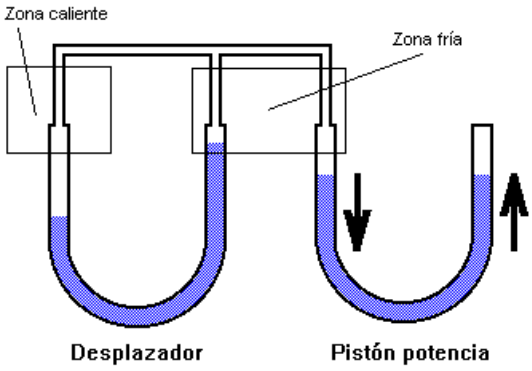


Fig.C 21 Esquema básico pistón líquido 1

El motor está formado por dos tubos en forma de U rellenos de líquido, el de la izquierda actúa como desplazador y el de la derecha actúa como pistón de potencia.

Suponiendo que el líquido en el tubo de la izquierda está oscilando y tal como se observa en la figura siguiente, el nivel del líquido ha alcanzado la parte superior en la zona fría. En este momento todo el aire está en la zona caliente por lo que la presión del conjunto aumentará y el líquido en el tubo de potencia ascenderá por la rama derecha.

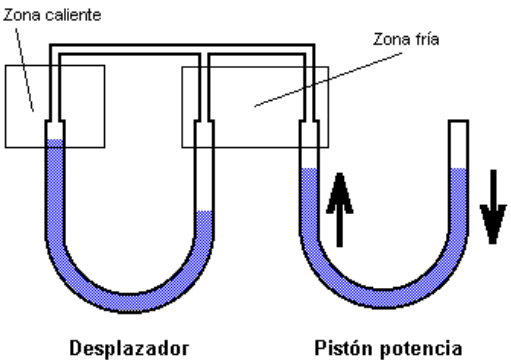


Fig.C 22 Esquema básico pistón líquido 2

En la siguiente mitad del período el líquido oscilará en el sentido contrario en el desplazador y por lo tanto alcanzará el nivel superior en la zona caliente tal y como

puede observarse en la siguiente figura. Entonces todo el aire estará en la zona fría con lo que la presión habrá disminuido y el líquido en el tubo de potencia ascenderá por la rama izquierda.

Para que el conjunto funcione correctamente es necesario que la frecuencia de oscilación del tubo desplazador y del tubo de potencia sea la misma, ya que de lo contrario se perderá el desfase de 90 grados que debe de existir entre el movimiento del desplazador y el del pistón de todo motor Stirling.

La realización práctica del motor de pistón líquido exige pues unos cálculos complicados en el diseño de la forma y las longitudes de los tubos desplazador y de potencia, añadiendo en algunos casos un tercer tubo llamado sintonizador que permite que el conjunto alcance una frecuencia de resonancia que permita su funcionamiento continuo.

Bomba de agua

Una de las aplicaciones prácticas del motor de pistón líquido es su utilización como bomba de agua, para ello puede utilizarse una configuración como la descrita en la siguiente figura en la que se pueden apreciar las siguientes mejoras:

a. En el tubo desplazador se ha incluido un flotador metálico o de aislante térmico para evitar que el calor evapore el agua del desplazador y disminuya el rendimiento del motor al no utilizar aire como fluido de trabajo, sino una mezcla de aire y vapor de agua.

El efecto del vapor de agua en fluido de trabajo disminuye el rendimiento del motor, pero aumenta su potencia específica.

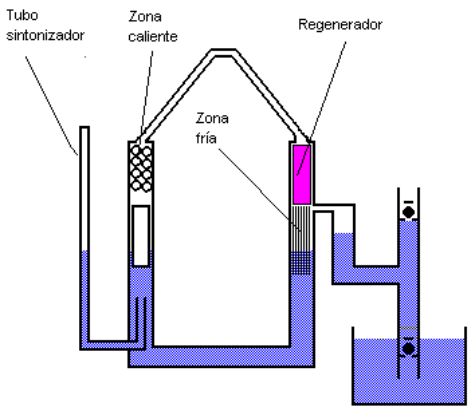


Fig.C 23 Bomba de agua con motor de pistón líquido

b. En la zona a calentar se ha incrementado la superficie de transmisión mediante aletas o tubos.
c. Se ha incluido regenerador cuyos efectos en la mejora del rendimiento del motor Stirling ya son conocidos.
d. En la zona a enfriar se ha aumentado la superficie de contacto añadiendo una matriz de finas láminas de aluminio.

Con todo ello pueden elevarse 370 litros/hora a una altura de 1,6 metros utilizando una potencia calorífica de unos 500 W.

C.3.3.3 MOTORES DE ACOPLAMIENTO HÍBRIDO

Se trata de motores de simple acción con pistón y desplazador, en los que el pistón está mecánicamente unido a una salida de potencia rotativa (biela y cigüeñal), mientras que el desplazador se deja libre, resonando. Pueden ser de doble cilindro, como el Ringbom o de cilindro único.

CONFIGURACIÓN RINGBOM

En 1905 Ossian Ringbom patentó un motor cuyo desplazador se movía por una combinación de las variaciones internas de la presión en el motor y la fuerza de la gravedad. La simplicidad de este mecanismo es asombrosa aunque en su tiempo no tuvo gran éxito puesto que al necesitar de la fuerza de la gravedad para mover el desplazador, la velocidad del motor no era muy elevada.

Posteriormente los investigadores que trabajaron con este tipo de motor, descubrieron que con pequeñas modificaciones sobre la patente original de Ringbom podía realizarse un motor igual de sencillo y a su vez tan rápido como cualquiera de los tipos clásicos de motores de Stirling.

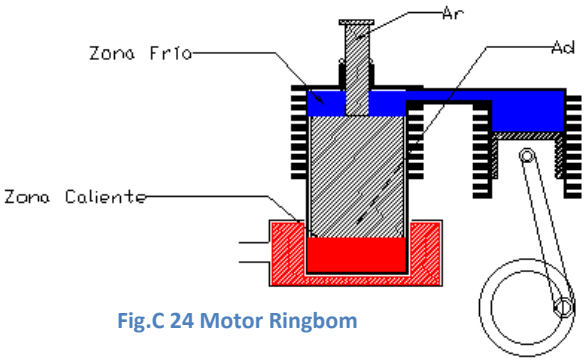


Fig.C 24 Motor Ringbom

Se trata de un motor tipo gamma en el que el vástago del desplazador tiene un diámetro mayor que en el motor con doble cigüeñal. Dicho vástago no tiene ninguna conexión mecánica con el cigüeñal y permite al desplazador moverse libremente, estando dicho movimiento únicamente limitado por dos juntas tóricas de material elástico que amortiguan su choque al alcanzar los punto muerto inferior y punto muerto superior respectivamente.

La base de funcionamiento de este tipo de motor está en la relación entre el diámetro del vástago del desplazador (Ar) y el diámetro del desplazador (Ad). Si la relación Ar/Ad es elevada 0,5 - 0,6 el motor girara muy rápido pero necesitará mayor diferencia de temperatura entre el foco frío y el caliente.

Si la relación Ar/Ad es baja 0,2 - 0,3 la velocidad de giro del motor será más lenta pero no necesitará una diferencia de temperaturas elevada.

Para diferencias de temperatura del orden de 300 grados centígrados típicos de un motor con refrigeración por aire y calentado por un mechero de alcohol, el ratio adecuado Ar/Ad suele ser del orden de 0,4.

Como funciona un motor Ringbom

Analicemos las fases descritas en las siguientes figuras

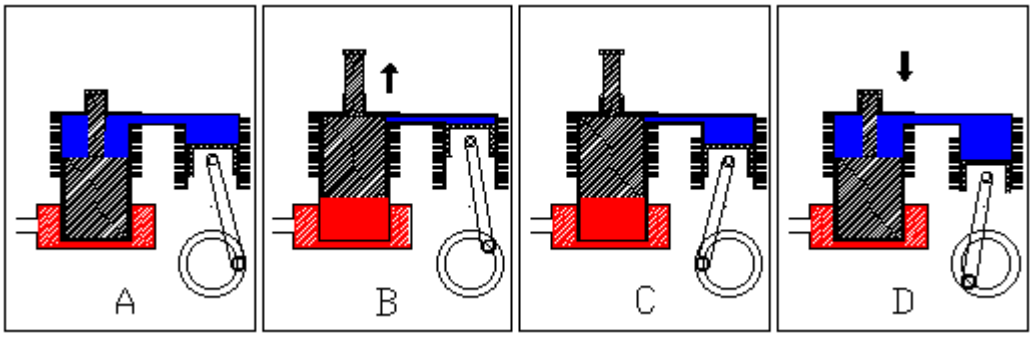


Fig.C 25 Fases del funcionamiento de un motor Ringbom

En la fase (A) el desplazador está en su posición más baja y el pistón en la mitad de su recorrido ascendente.

Si el pistón sigue ascendiendo la presión interior del motor se incrementará y llegará un momento en el que la presión interior aplicada a la superficie Ar del desplazador ejercerá una fuerza tal que compense el peso del desplazador y la fuerza ejercida por la presión atmosférica sobre la superficie Ar. A partir de ese momento (B), el desplazador iniciará su movimiento ascendente hasta su posición más alta.

Al hacerlo todo el aire que estaba situado en la zona fría, pasará a la zona caliente y por lo tanto la presión interior aumentará considerablemente, con lo cual el pistón podrá realizar su carrera descendente de trabajo, fase (C).

Cuando la presión interior haya descendido lo suficiente, la presión atmosférica actuando sobre Ar y el peso del desplazador lo harán bajar hasta su posición inferior, por lo que todo el aire pasará a la zona fría disminuyendo su temperatura y presión. A partir de ese momento (D) el ciclo podrá volver a comenzar.

Si la relación Ar/Ad es la adecuada y el peso del desplazador es pequeño, su influencia en el funcionamiento del motor será despreciable por lo que este podrá hacerlo en cualquier posición.

C.3.4 ELEMENTOS DE ESTANQUEIDAD Y LUBRICACIÓN

Los émbolos de un motor Stirling deben de proporcionar una buena estanqueidad, ya que de lo contrario el rendimiento se ve muy reducido. El problema se agudiza cuando el fluido de trabajo utilizado no es aire sino helio, hidrógeno u otros, en los que cabe evitar fugas porque su reposición es cara. Si a esto se suma el hecho de que el trabajo proporcionado por un ciclo es proporcional a la presión media del ciclo, y que, por lo tanto, se tenderá a presiones tan altas como se pueda, el problema de la estanqueidad pasa a ser de gran importancia.

Las soluciones que se emplean pueden agruparse así del siguiente modo:

- **Cárter presurizado:** la mejor manera de evitar fugas de fluido hacia el exterior consiste en cerrar herméticamente el cárter que aloja el sistema de extracción de potencia (cigüeñal u otros), y presurizarlo a una presión igual a la media del ciclo. De esta manera los pistones solo aguantan un ΔP entre la media y la máxima del ciclo. Los obturadores de los pistones, por lo tanto, pueden ser más sencillos. Pero, ¿cómo se realiza la salida de potencia desde un cárter cerrado y presurizado? Si la salida es rotativa, hace falta situar un obturador sobre el eje, parecido a los retenes de aceite del cárter de un motor de explosión; o bien, transmitir el movimiento mediante platos de arrastre magnético, que permiten el hermetismo total del sistema. Si la salida es alternativa, la completa estanqueidad se consigue con membranas elásticas, o bien, extrayendo la potencia eléctrica gracias a un generador lineal.
- **Cárter no presurizado:** la presurización del cárter supone un refuerzo de las paredes de éste y un aumento general de peso del motor, cosa que a menudo se procura evitar. La no presurización obliga a los pistones a incorporar obturadores muy eficientes. Sistemas como diafragmas rotativos, anillos de rulón-A (teflón) y ajustes por tolerancia laberínticos, consiguen una buena obturación sin demasiada fricción. Aún así, queda mucho por estudiar en esta línea.

La lubricación de los elementos móviles del motor es la condición para que éste tenga una vida útil prolongada. En prototipos, la lubricación seca con teflón o el uso de obturadores impregnados de aceite ya son suficientes, pero en dispositivos comerciales, la lubricación con aceite es obligada. Sólo los motores de pistón libre pueden fabricarse sin lubricación, ya que aprovechan el mismo gas de trabajo como elemento lubricante.

El uso de aceite en los motores Stirling añade otra función a los obturadores: evitar que este aceite se propague hacia las cámaras de trabajo. Si entra dentro del ciclo termodinámico, se acumulará en el regenerador que actúa como filtro y se taponará, causando importantes pérdidas de rendimiento. Por ese motivo muchos pistones disponen de doble obturación, tanto de aceite como de gas.

C.3.5 CARACTERISTICAS DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS

Una de las grandes ventajas de los motores Stirling, respecto a los motores de explosión, es la suavidad de funcionamiento y las bajas relaciones de compresión (del orden de 2) que deben alcanzarse. Por lo tanto, sus componentes mecánicos están relativamente poco solicitados: cigüeñal, bielas, cojinetes, rodamientos, pistones, cárter, cilindros,… tienen un peso y unas dimensiones mucho menores a las de otros motores, así como una vida útil más prolongada.

El único enemigo de la mecánica de los motores Stirling es la alta temperatura que alcanzan algunas de sus piezas, como las que envuelven la cámara de expansión. La elección del material y el diseño de estos elementos debe ser muy cuidadoso, teniendo en cuenta su fatiga tanto mecánica como térmica.

C.3.6 CONFIGURACIÓN CILINDRO PISTÓN APROPIADA

Como ya se ha mostrado en el transcurso de este trabajo para el análisis de estos motores es necesario concentrarse en aspectos de termodinámica, trasferencia de calor en el motor y con el exterior y aspectos que incumben a la dinámica de la máquina. El mecanismo utilizado para los motores más convencionales es generalmente el de biela manivela, aunque ya se ha demostrado como para los MCS pueden utilizarse diferentes mecanismos.

Shoureshi realizó un estudio en el que se presenta un método general para optimizar el diseño de un MCS para todo tipo de configuraciones del motor y bajo un complejo rango de condiciones de funcionamiento. Este estudio está basado y caracterizado por grupos de parámetros adimensionales, en particular utiliza en número de Match, de Reynolds, relación de temperaturas y porcentaje de volumen muerto. En este estudio se llegó a la conclusión de que el motor GAMMA es la configuración más apropiada de forma general.

Aunque realmente, tal como dice Wood la configuración más apropiada del motor depende principalmente del tipo de combustible a usar, la velocidad a la que el motor funcionará y la potencia de salida requerida.

Una buena ayuda a la hora de diseñar un motor puede ser el estudio realizado por Senft en el cual podemos encontrar una teoría que establece la relación entre la eficiencia mecánica del motor, la presión del ciclo y otros parámetros del motor para una amplia variedad de motores.

Toda esta revisión de diferentes estudios pretende ser una recopilación útil a la hora de seleccionar el mecanismo adecuado para un determinado requerimiento.

C.4. FLUIDOS DE TRABAJO PARA MOTORES STIRILING

Cualquier fluido de trabajo con alto calor específico puede ser utilizado en un ciclo Stirling. Con alguna excepción los motores en el siglo XIX utilizaban aire como fluido de trabajo. La mayoría de ellos operaban con presiones cercanas a la atmosférica, de donde les venía el nombre de máquinas de aire caliente. El aire es barato y rápidamente disponible, con lo cual esto se convertía en una de sus principales ventajas. Aunque eran máquinas grandes, lentas y de bajo rendimiento, pero seguras respecto al vapor.

Ya entrado el siglo XX, la casa Philips comienza a utilizar aire presurizado para obtener más potencia, y en 1954 incorpora nuevos gases como el hidrógeno y helio para los motores, después de comprobar su éxito en los refrigeradores.

Desde entonces, hidrógeno y helio se han consolidado como los fluidos de trabajo más utilizados en motores Stirling. El aire, el argón y otros fluidos sólo se encuentran, actualmente, en pequeños motores demostrativos o experimentales. Pero las posibilidades no acaban aquí. Son numerosas las investigaciones alrededor de nuevos fluidos de trabajo para el futuro.

En la siguiente tabla, se enumeran de forma exhaustiva los tipos de fluidos que pueden ser utilizados en los motores Stirling. Algunos de ellos ya se han experimentado, pero otros sólo son teóricos.

Mono componente	**Mono-fase**	**Gas**	**H,He, Ar, CO_2,$H_2O_{(V)}$, …**
		Líquido	H_2O, Hg,aceites, alcohols, $CO_{2(L)}$, gasolina…
	Multi-fase	Fluido condensante	$H_2O_{(V)}$ + $H_2O_{(L)}$,…
Multi componente	Mono-fase	Mezcla de gases	Aire,…
		Líquido multi-componente	H_2O + solutos, mezclas…
		[gas portador]+gas disociante	No estudiados
	Multi-fase	gas portador + fluido condensante	Aires + $H_2O_{(V)}$ + $H_2O_{(L)}$,…
		[gas portador] + fluido condensante-disociante	[Helio] + $N_2O_{4(L)}$] $N_2O_{4(V)}$]NO]O_2,…..

Tabla C. 2 Posibles fluidos de trabajo para motores Stirling

El fluido de trabajo de un ciclo Stirling debe tener las siguientes propiedades termodinámicas, de trasferencia de calor y dinámicas:

i. Alta conductividad térmica.
ii. Alta capacidad calorífica.
iii. Baja viscosidad.
iv. Baja densidad.

Para un mejor rendimiento del sistema además de estas características debemos tener en cuenta la disponibilidad, coste, seguridad en el funcionamiento y requerimientos de almacenaje como otros aspectos importantes del fluido. La capacidad de un fluido de trabajo en términos de calor especifico, conductividad térmica y densidad es definida por Martini ,en lo que puede ser una buena aproximación preliminar para el fluido de trabajo:

$$Factor\ de\ Capacidad = \frac{Conductividad\ Térmica}{Calor\ específico \cdot Densidad} \quad (\boldsymbol{C.25})$$

Para determinar el mejor fluido de trabajo el rendimiento de todo el sistema puede ser analizado para diferentes fluidos de trabajo. La investigación experimental para ver cuál de ellos es más apto es difícil y cara. Las ecuaciones empíricas desarrolladas por Beale no existen para la valoración del fluido de trabajo, probablemente a causa de la escasez de datos experimentales para permitir formar una correlación significativa. Una simple aproximación sugerida por Walker basada en el análisis de flujo estacionario es útil para la elección del fluido.

Utilizando la analogía de Reynolds podemos encontrar una relación entre la trasferencia de calor y la resistencia a la fricción a través de un conducto en términos del ratio de trasferencia de calor y los límites de temperatura:

$$Q_{wf} \propto \left(\rho^2 C_p^2\right)^{0.5} \quad (\boldsymbol{C.26})$$

Esta expresión es necesaria para simular el funcionamiento del motor con diferentes fluidos de trabajo con las ecuaciones disponibles para la selección del mejor fluido de trabajo.

Para mejorar la eficiencia térmica del motor Gu y compañía propusieron el uso de un fluido de trabajo compuesto y también idear un criterio para seleccionar el fluido de trabajo ideal.

C.4.1 FLUIDOS DE TRABAJO GASEOSOS

Los fluidos de trabajo en fase gaseosa, formados por uno o más componentes químicamente no reactivos, son sin ninguna duda los más estudiados y empleados en los motores Stirling. El hidrógeno, el helio y el aire son los que ofrecen más ventajas, y por lo tanto los de máxima utilización.

Meijer presentó el año 1970 un estudio numérico basado en el programa de simulación de la casa Philips. Comparó hidrógeno, helio y aire en unas condiciones prefijadas:

$T_{máx}$ = 700^{0}C, $T_{mín}$=25°C, y $P_{máx}$=110 kg/cm^2 y obtuvo el gráfico que veremos a continuación. Con el rendimiento global del motor en las ordenadas y la potencia específica (kW/litros de volumen

barrido) en las abscisas, a cada gas le corresponde una curva formada por los puntos obtenidos a diferentes velocidades.

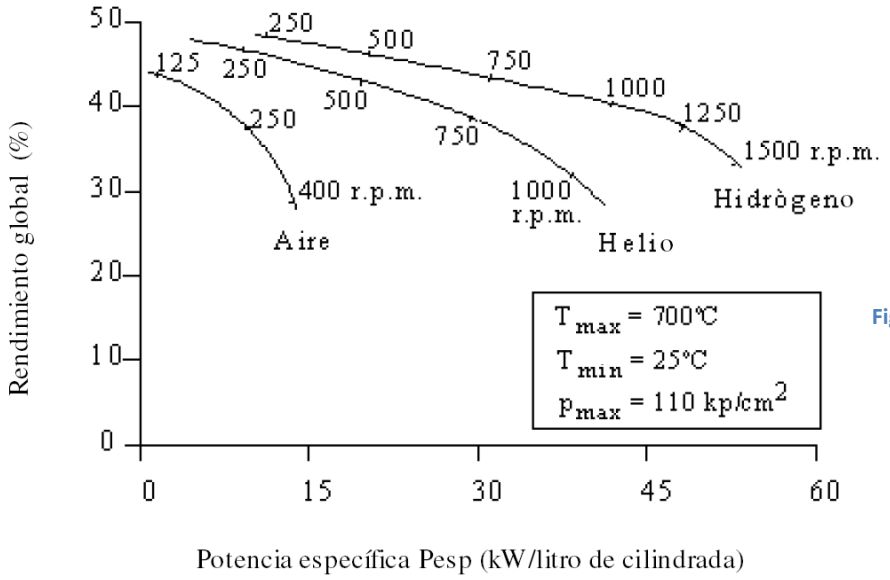


Fig.C 26 Comparación teórica de Meijer (1970) entre hidrógeno, helio y aire

Del gráfico anterior se deduce:

1. Al aumentar la velocidad, el rendimiento disminuye casi de forma lineal hasta unas rpm límite en las que cae en picado. El aire llega a este límite antes que el helio y éste antes que el hidrógeno. Para iguales velocidades se tiene: $\eta_{aire} < \eta_{helio} < \eta_{hidrógeno}$. La diferencia aumenta cuanto mayor es la velocidad.
2. Al aumentar la velocidad, la potencia específica (P_{esp}) aumenta casi linealmente hasta un límite, que depende de cada gas y que no se puede superar por mucho que se aumente la velocidad. El aire tiene un límite de potencia específica menor, mientras que el hidrógeno lo tiene más grande. Para idénticas velocidades se tiene: P_{esp}(aire) < P_{esp}(helio) < P_{esp}(hidrógeno), es decir, el hidrógeno es el gas que menos volumen necesita para ofrecer la misma potencia (motor más compacto y ligero).
3. Como consecuencia de las relaciones anteriores, un aumento de potencia específica supone una disminución de rendimiento para cualquiera de los gases.

La variación de las condiciones de presión y temperatura modifica las curvas:

- Un aumento de $T_{máx}$ provoca un ascenso de toda la curva en rendimiento.
- Un aumento de $P_{máx}$ hace más plana la curva, es decir, aumenta los rendimientos a altas potencias específicas, pero los deja igual a potencias menores

En el año 1976 Michels planteó el mismo estudio utilizando $T_{máx}$ y $T_{mín}$ constantes, pero cogiendo la $P_{máx}$ que diese el mejor rendimiento en cada caso. Comparó nitrógeno, helio e hidrógeno mediante las mismas curvas utilizadas por Meijer. Michels dedujo que el rendimiento máximo alcanzable entre dos temperaturas $T_{máx}$ y $T_{mín}$ no depende del fluido de trabajo; ahora bien, el hidrógeno obtuvo este máximo a una potencia específica más grande que el helio y, sobre

todo, que el nitrógeno. El comportamiento del nitrógeno es extrapolable al aire. Ha habido otros estudios comparativos, como el de Hall (análisis de flujo estacionario) que clasifica los gases en bueno (hidrógeno), medianos (helio y vapor de agua) y malos (aire y anhídrido carbónico). También se han hecho estudios experimentales, pero todos llegan a conclusiones parecidas.

Ahora se va a realizar el mismo estudio comparativo con cuatro de los gases más representativos de los motores Stirling. Se puede utilizar el desarrollo teórico ya descrito para realizar las siguientes gráficas, las cuales muestran la evolución del rendimiento y del trabajo en función de la relación de compresión para los diferentes gases, tanto si el ciclo es isotérmico como el adiabático.

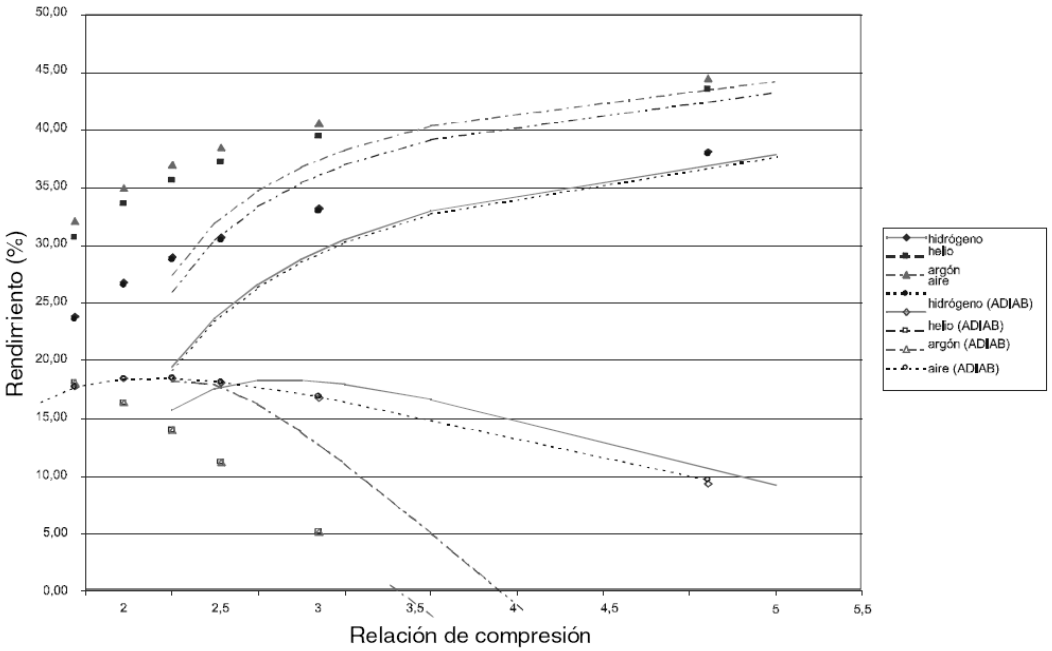


Fig.C 27 Rendimiento para los diferentes gases en el ciclo Stirling isotérmico y adiabático en función de la relación de compresión

Observando las dos gráficas se puede ver claramente que los fluidos con mayor rendimiento son el helio y el argón cuando el ciclo sigue isotermas, por el contrario, cuando sigue curvas adiabáticas el rendimiento de estos dos gases es inferior al del hidrógeno o al del aire para relaciones de compresión superiores a aproximadamente 1,75. Se tiene que tener en cuenta que estos valores son para un caso en concreto de cilindrada y otras condiciones, pero que los valores son extrapolables a otros casos.

Analizando las curvas de trabajo, se observa que los cuatro fluidos responden igual en el caso del ciclo isotérmico, como ya se explicó en el análisis de los ciclos ideales, y que para el ciclo adiabático los fluidos que desarrollan más trabajo son el hidrógeno y el aire.

Por lo tanto, cuando se escoja un fluido entre estos para llevar a término un ciclo Stirling, este se escogerá dependiendo de la relación de compresión que se quiera usar y de la característica mayoritaria que se quiera valorar.

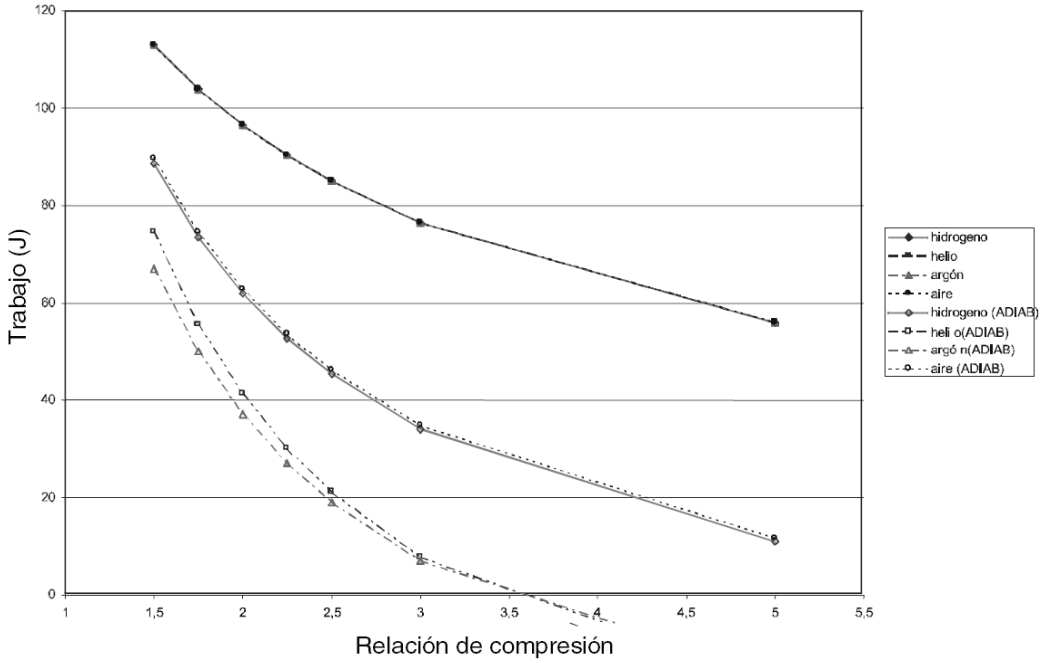


Fig.C 28 Trabajo para los diferentes gases en ciclo Stirling isotérmico y adiabático en función de la relación de compresión

De los cuatro fluidos en estudio no todos responden de igual manera a las diferentes condiciones de trabajo. En primer lugar hace falta considerar el comportamiento termodinámico parecido del helio y del argón por un lado y del aire y del hidrógeno por el otro. Este hecho se debe a unas capacidades caloríficas específicas parecidas en cada pareja.

Respecto el trabajo, los fluidos que generan más trabajo por ciclo son el aire y el hidrógeno, porque para transformaciones isotermas todos los fluidos generan prácticamente el mismo trabajo, pero para transformaciones adiabáticas el hidrógeno y el aire no pierden tanto trabajo.

Pero realmente para decidir cuál es el fluido más adecuado se tienen que valorar otros parámetros a parte del rendimiento y trabajo, que dependiendo de la aplicación pueden llegar a ser más importantes que estas dos magnitudes.

C.4.2 FLUIDOS DE TRABAJO LÍQUIDOS

Los líquidos, como fluidos que son, pueden comprimirse, a pesar de que requieren grandes presiones para hacerlo y sus variaciones de volumen son pequeñas en comparación con los gases. John Malone, en 1931 demostró con dos prototipos que era posible utilizar líquidos como fluido de trabajo de un motor Stirling. Obtuvo un rendimiento del 27% girando a 250 rpm en un motor con los pistones llenos de agua. La presión oscilaba entre los 20,7 y los 82MPa, siempre por encima del punto crítico, y la temperatura máxima se encontraba alrededor de la crítica, de manera que el líquido se comportaba como un gas de alta densidad.

Las ventajas del uso de fluidos de trabajo líquidos, frente a los gaseosos son:

a. Transmisión de calor favorecida por la elevada conductividad térmica de los líquidos y por su gran capacidad calorífica.
b. La estanqueidad con líquidos puede resolverse de mejor manera.
c. El líquido sirve de lubricante en el movimiento de los émbolos.
d. El sistema se autopresuriza, ya que en frío puede llenarse a presión atmosférica, pero cuando se calienta la presión aumenta rápidamente.

Pero el uso de los líquidos impone unas restricciones sobe los motores Stirling:

a. Las elevadas presiones exigen paredes gruesas, que hacen el motor más pesado.
b. Para evitar las pérdidas térmicas a lo largo de estas paredes, es necesario hacer los cilindros y los pistones muy largos y de poco diámetro.
c. La densidad y la inercia de los líquidos no permiten funcionar a velocidades elevadas.

Se han realizado pruebas con otros líquidos: mercurio, aceite, gasolina, alcoholes, anhídrido carbónico líquido, dióxido de azufre, etc, pero siempre el agua ha dado mejores resultados. Quedan por estudiar los efectos de posibles solutos en los líquidos o las mezclas de éstos.

C.4.3 FLUIDOS DE TRABAJO CON CAMBIO DE FASE

El fluido que recorre el ciclo de trabajo de un Stirling puede ser tal que al pasar de la cámara de expansión a la de compresión condense, y en el sentido inverso se evapore. De hecho, el caso más general es cuando el fluido de trabajo está compuesto por un gas, llamado portador, el cual arrastra una cierta proporción de un fluido con cambio de fase. La relación β entre la masa de este fluido y la masa de gas portador puede variar desde 0 (gas portador puro) hasta 4 (fluido condensante puro).

Se han probado diversas mezclas de fluido portadores y condensantes, pero, de momento, la que ofrece más ventajas es aire con vapor de agua. De todas maneras, seguro que existen otras combinaciones que ofrecen rendimiento más elevado utilizando como gas portador el helio o el hidrógeno, por ejemplo. La mezcla de aire y agua es la combinación más estudiada. Walker y Agbi, en 1974, la utilizaron con el análisis isotérmico de Schmidt para comprobar los efectos del factor β sobre los principales parámetros del motor Stirling. Con unas hipótesis muy simplificativas, una relación β homogénea en todo el volumen, llegaron a las siguientes conclusiones:

a. En la compresión y el calentamiento, la evaporación del agua supone un incremento del número de moles en fase de gas, hecho que provoca una subida adicional de la presión máxima del ciclo. El área del ciclo crece y en consecuencia se obtiene más potencia.
b. La ebullición y la condensación aumentan la capacidad calorífica del fluido de trabajo, por lo tanto, la transferencia de calor mejora y se hace más próxima a la isotermalidad. Este hecho también contribuye al aumento del trabajo termodinámico.
c. El efecto de β sobre la potencia no es siempre el mismo. Si β crece, la potencia pasa por un máximo y vuelve a bajar. Además, este efecto positivo de presencia de fluido condensante

sólo se manifiesta cuando la temperatura del calentador $T_{máx}$ es moderada. Para temperaturas elevadas, el crecimiento de β es perjudicial, como se puede apreciar en la figura.

d. El aumento de β reduce el efecto de las variaciones de $T_{máx}$ y del V_{muerto} sobre la potencia del motor. Esto confiere mayor facilidad para el control y más libertad de diseño de los intercambiadores de calor, respectivamente.
e. El fluido de trabajo tiende a acumularse más en la cámara de compresión que en la de expansión, cosa que obliga a construir más pequeña la primera que la segunda, para compensar el efecto y mantener el nivel de potencia. El incremento de masa en la cámara de compresión provoca que los flujos sean más rápidos y, por lo tanto, se produzcan más pérdidas por fricción.

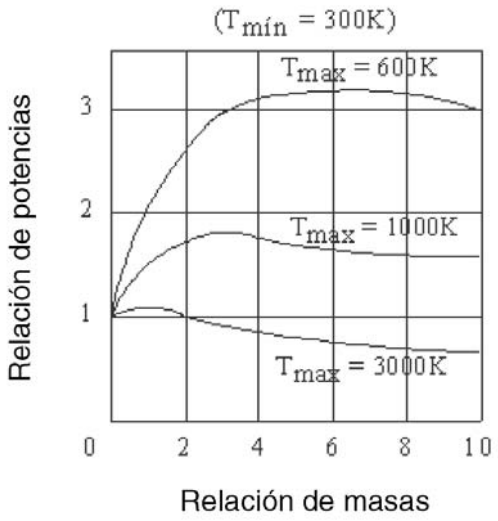


Fig.C 29 Efecto de la relación de masas β sobre la potencia del motor. Influencia de $T_{máx}$

La experimentación ha permitido determinar las siguientes ventajas e inconvenientes de los fluidos de trabajo compuestos en motores Stirling:

a. La presencia de líquido en las paredes del cilindro facilita la estanqueidad y actúa como lubricante, alargando la vida de los obturadores.
b. El líquido tiende a acumularse en la cámara de compresión, quedando fuera del ciclo y reduciendo la β. Hace falta diseñar el motor de manera que el líquido caiga por gravedad hacia el regenerador, para que así recircule.

Si β =4, es decir, en ausencia del gas portador, el problema de la no homogeneidad desaparece. El agua y el vapor no son los mejores candidatos para esta opción, pero existen otros fluido que pueden ser autoportantes como los fluidos de trabajo con cambio de fase.

A la vista de los efectos del fluido de trabajo compuesto sobre el comportamiento de los motores, se pueden intuir sus posibles aplicaciones. En motores de automoción permite reducir la $P_{máx}$ (que se traduce en una reducción de peso) sin pérdida de potencia. También puede ser útil en motores Stirling de bajo ΔT (salto térmico), tanto motores como refrigeradores no criogénicos.

C.4.4 FLUIDOS DE TRABAJO QUÍMICAMENTE REACTIVOS

Para conseguir el mismo efecto de absorción de calor y de aumento del número de moles del gas que se producía con el cambio de fase, se podría pensar también en un fluido químicamente reactivo, el cual, por efecto de la temperatura, se disocie mediante una reacción química reversible y endotérmica.

Esta posibilidad puede realizarse de diversas maneras: con o sin presencia de gas portador, y con o sin cambio de fase. La existencia de gas portador añade el parámetro β (relación entre la masa del reactivo y la del portador) en los cálculos. La existencia de cambio de fase refuerza el efecto positivo de la disociación del fluido.

Los reactivos idóneos para este funcionamiento deben cumplir tres condiciones:

- Que las reacciones sean muy rápidas, para así poder alcanzar elevadas rpm.
- Reacciones endotérmicas, para aumentar la capacidad calorífica aparente.
- Debe ser una reacción muy estudiada para poder prever los efectos.

El fluido que más llama la atención es el tetraóxido de nitrógeno, que se comporta como condensante-disociante y que requiere un gas inerte como portador. Su reacción es:

$$N_2O_{4(liquido)} + N_2O_{4(gas)} \rightarrow 2NO_{4(gas)} + 2NO + O_2$$
$$(0moles\ gas) + (1\ mol\ gas) \rightarrow (2\ moles\ gas) + (3\ moles\ gas)$$

Walker y Metwally (1977) estudiaron esta reacción calculando el efecto del parámetro β sobre el comportamiento del motor Stirling. Emplearon el análisis isotérmico de Schmidt con las mismas condiciones de contorno que las utilizadas en el apartado anterior para el fluido aire + agua. Los resultados a que llegaron fueron prácticamente los mismos, es decir, el efecto de β sobre la potencia y sobre los otros parámetros es coincidente y, por lo tanto, las posibilidades de aplicación las mismas.

C.5. CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO DE UN MCS

C.5.1 CURVAS CARACTERÍSTICAS

Una primera aproximación del valor de la potencia que puede desarrollar un motor Stirling viene dada por la fórmula de Beale. Las constantes dadas en la siguiente tabla son una media a partir de muchos motores reales.

$$P_i = B_N \cdot P_M \cdot N \cdot V_{SE} \ (\boldsymbol{C.27})$$
$$P_i[W]$$
$$P_m[bar]$$
$$N[Hz]$$
$$V_{SE}[cm^3]$$

Temp. del calentador	600 K	800K	1000K	1200K
N° Beale (motor bien diseñado)	0.008	0.017	0.025	0.030
N° Beale (motor poco optimizado)	0.002	0.006	0.009	0.010

Tabla C. 3 Número de Beale según la temperatura del calentador

Esta relación es muy útil para cálculos preliminares y estudios de viabilidad. También es interesante conocer entre que niveles se mueve el rendimiento de los motores Stirling reales: la mayoría entre los dos valores siguientes:

$$\eta_{STIRLING} = (0.4 - 0.5) \cdot \eta_{CARNOT} = (0.4 - 0.5) \cdot \left(1 - \frac{T_{mín}}{T_{máx}}\right) (\boldsymbol{C.28})$$

Es decir, una máquina Stirling bien diseñada y ajustada, que trabajase entre $T_{máx}$ = 600°C (límite metalúrgico habitual) y $T_{mín}$ = 20°C (temperatura del agua corriente), obtendría un 33% de rendimiento. De todas maneras, los primeros prototipos de cualquier modelo, todavía no optimizados, suelen proporcionar rendimientos alrededor de la mitad de este valor.

La utilidad de un motor térmico es convertir energía calorífica en trabajo mecánico. Por eso, conocer sus prestaciones significa saber cuánta energía consume y cuánto trabajo genera por unidad de tiempo, o lo que es lo mismo: conocer la potencia mecánica (P) y el rendimiento (η).

Las prestaciones P y η del motor Stirling están en función de las condiciones de trabajo que se le imponen. Son las ***variables de funcionamiento***:

VELOCIDAD (n)

Incremento de la velocidad, entendida como la frecuencia de repetición del ciclo; tendrían que provocar incrementos proporcionales en la potencia; esto es cierto a bajas revoluciones, pero, a alta velocidad, las pérdidas aumentan y P_i comienza a caer. El rendimiento, por su lado, no tendría que verse afectado por la velocidad, pero también las pérdidas del motor hacen que la curva de rendimiento presente forma convexa. Hay una n de $P_{máx}$ y una de $\eta_{máx}$, entre las cuales es conveniente trabajar, $n[\eta_{máx}] > n[P_{máx}]$

PRESIÓN MEDIA DEL CICLO (P_M)

La potencia de salida de los MCS es directamente proporcional a la presión media del ciclo. Berrin Erbay demostró que para conseguir altos valores globales de potencia y densidad son utilizadas presiones del rango de 10-20 MPa. Estos valores elevados de presión presentan problemas particulares en relación con la contaminación del fluido de trabajo, tensiones en los intercambiadores y carga del mecanismo.

Los MCS pueden conseguir eficiencias del 65-70% de la eficiencia del ciclo de Carnot con la tecnología actual. El motor de Kongtragool y Wongwises alimentado con baja temperatura muestra que la eficiencia del motor es relativamente insensible a los efectos de la velocidad con tal que la temperatura de los tubos del calentador se mantenga con un valor fijo en todo el rango de operación del motor y no se permita que la temperatura del refrigerador aumente.

La temperatura del calentador debe mantenerse lo más alta posible para lograr una presión elevada.

El efecto de la presión del fluido de trabajo sobre la potencia y el rendimiento es casi el mismo que el de la velocidad. Idealmente P_i tendría que ser proporcional a la presión, y η independiente; pero las pérdidas provocadas por el aumento de la presión modifican estas relaciones tal y como lo hace la velocidad. Habrá una presión de $P_{máx}$ y una de $\eta_{máx}$, entre, al igual que con la velocidad es conveniente trabajar: $P[\eta_{máx}] > P[P_{máx}]$

TEMPERATURA DEL CALENTADOR ($T_{máx}$)

Es evidente que cuanto más alta sea la temperatura más intercambio térmico habrá, y por lo tanto, se generará más potencia. También está claro que el aumento de temperatura eleva el rendimiento ideal de Carnot, y en consecuencia también el del motor real crece.

TEMPERATURA DEL REFRIGERADOR ($T_{mín}$)

Por la misma razón, un incremento de la temperatura del refrigerador provoca una disminución tanto de potencia como del rendimiento.

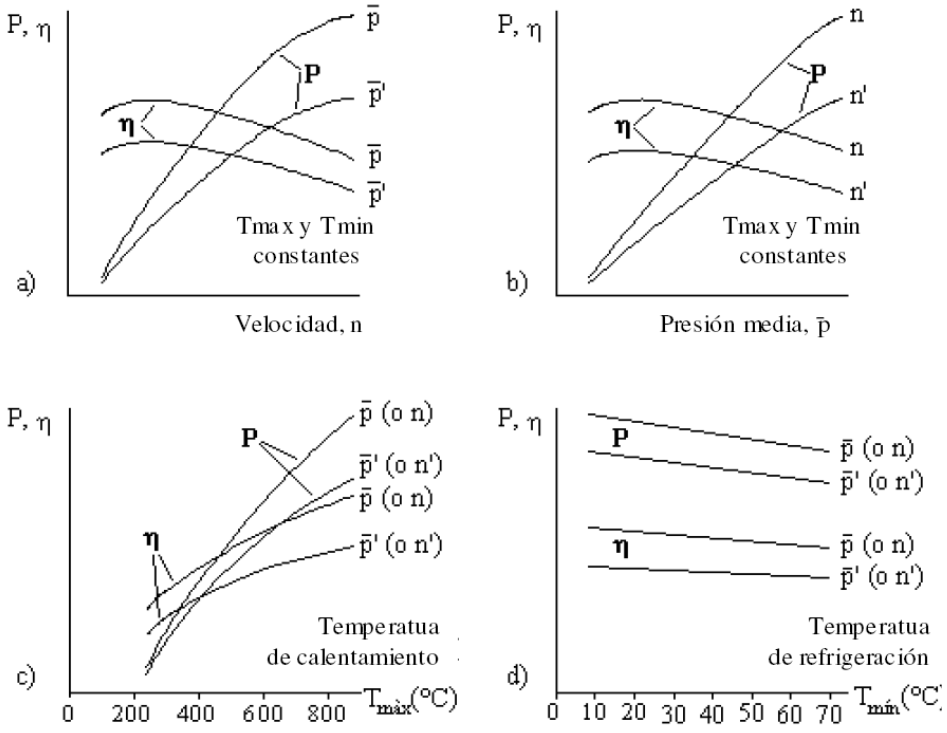


Fig.C 30 Influencia de los principales parámetros de funcionamiento sobre las prestaciones del motor (potencia y rendimiento). a) Efecto de la velocidad, b) Efecto de la presión media del fluido, c) Efecto de la temperatura del calentador, d) efecto de la temperatura del refrigerador.

La figura anterior explica gráficamente cada uno de los puntos anteriores. El efecto de todos estos parámetros y también de los que vienen a continuación se ha analizado manteniendo todos los demás constantes. Las prestaciones P y η del MCS están también en función de los parámetros que definen la configuración del motor. Estas son las ***variables de diseño***:

CILINDRADA

En los motores Stirling se puede llamar cilindrada a la diferencia entre los volúmenes máximos y mínimo a que se somete todo el fluido de trabajo en cada ciclo. La relación de la cilindrada con la potencia desarrollada es lineal (pero no proporcional). El rendimiento en cambio no debería verse afectado por este parámetro, pero la experiencia demuestra que los pequeños motores demostrativos no dan tan buenos resultados como sus homólogos más grandes.

RELACIÓN DE VOLÚMENES BARRIDOS (k)

Es la relación entre el volumen barrido por el émbolo de compresión y el barrido por el de expansión. La potencia presenta un máximo para valores de *k* entre 0.8 y 1, en función de otros parámetros.

RELACIÓN CARRERA/DIÁMETRO *(s/D)*

Suele encontrarse alrededor de 0.5 tanto para la cámara de expansión como para la de compresión. Se trata de una constitución supercuadrada que favorece el intercambio térmico y reduce las dimensiones de un posible cigüeñal y del motor en general, a pesar de que dificulta el diseño.

RELACIÓN DE VOLUMEN MUERTO *(x)*

En un MCS llamaremos volúmenes muertos a los volúmenes que no son barridos por los pistones, estos deberían teóricamente ser cero, pero en la práctica suman incluso por encima del 50% del total del volumen interno del gas. Wu Feng ha desarrollado un criterio para la optimización de este volumen muerto; esta cantidad de volumen muerto es necesario para permitir los intercambios de calor necesarios y facilitar superficies de transferencia de calor. Los espacios muertos reducen la potencia de salida del motor pero tienen efectos opuestos en la eficiencia, dependiendo de la localización del espacio muerto. Estos espacios pueden ser modificados durante el funcionamiento para conseguir así un cierto control de la potencia de salida.

Aumentando el volumen barrido conseguiremos aumentar la potencia de salida del motor con tal que los niveles de presión y temperatura se mantengan constantes. No existe una correlación empírica que permita relacionar el volumen muerto existente con la potencia de salida.

x es la relación entre el volumen muerto y el volumen de la cámara de expansión. El aumento del espacio interior del regenerador y los intercambiadores auxiliares, lo que provoca un aumento en *x*, afecta como ya se ha dicho negativamente a la potencia. Así pues, será necesario diseñar el motor con un *x* tan bajo como sea posible.

ÁNGULO DE DESFASE (α)

El movimiento de los dos émbolos de un motor Stirling suele ser senoidal, con la misma frecuencia, pero con un cierto desfase α. La potencia presenta un máximo para valores de α entre 60° y 120°, según el motor.

La siguiente figura muestra algunos de estos efectos sobre la potencia, en forma de gráficos unvariantes. Estos son insuficientes cuando se quiere un diseño un poco más fino. Debido

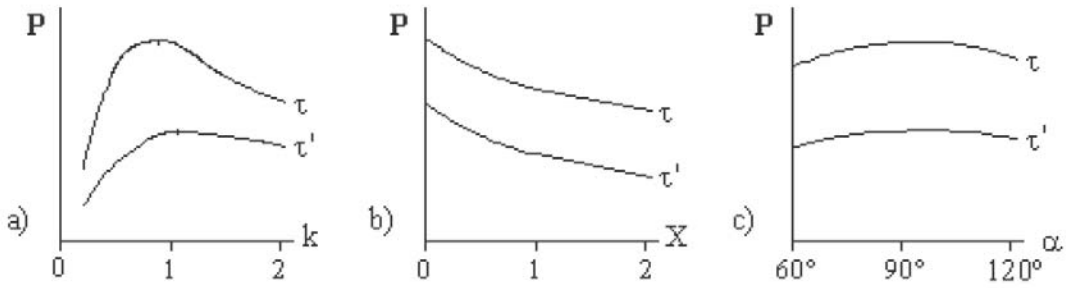


Fig.C 31 Influencia de algunos parámetros de diseño sobre la potencia del motor, a una velocidad y una presión determinada, y a dos niveles de τ (relación de temperaturas = $T_{mín}/T_{máx}$) τ=0.25, τ´=0.5. a) Efecto del factor de volumen barrido ($k=V_{compr}/V_{expan}$) El valor óptimo de k depende de la temperatura, b) Efecto de la relación de volumen muerto ($X=V_{muerto}/V_{expan}$), c) Efecto del ángulo de desfase α

a

esto, existen unas cartas de diseño que permiten trabajar con diversas variables a la vez. De todas maneras, un desarrollo riguroso exige un estudio personalizado de cada motor con la ayuda de herramientas informáticas.

La mayoría de los motores térmicos transmiten la potencia mecánica a través de un eje rotativo. Por esto el valor del par de salida tiene un gran interés.

Comparando motores alternativos de combustión interna con motores Stirling de idéntica potencia, se observa que el par desarrollado por estos últimos es bastante superior. Esto es debido a que la velocidad no suele superar las 2500 rpm en los Stirling, mientras que en los MACI pueden llegar fácilmente a las 5000 rpm y superarlas.

A pesar de generar pares superiores, los motores Stirling no requieren una mecánica tan robusta como los motores alternativos de combustión interna ya que su par es muy constante dentro de cada ciclo (ejmp: con 4 cilindros: 5% de variación del par medio en un Stirling, mientras que en uno de gasolina es del 200%). Esta ausencia de brusquedades en los esfuerzos mecánicos evita la fatiga de los materiales y hace el motor silencioso, del mismo modo que hace prácticamente innecesaria la presencia de volante de inercia.

La representación del par, junto con el rendimiento, en función de la velocidad de giro y de la presión del fluido, configura las curvas características, que definen muy claramente el comportamiento del motor.

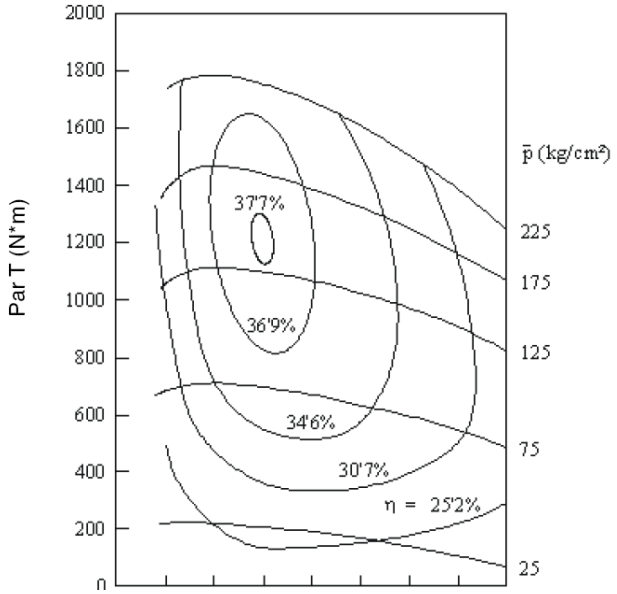


Fig.C 32 Curvas características calculadas por un motor Philips de 4 cilindros con transmisión rómbica, para automoción

Uno de los atractivos del motor Stirling es su buen comportamiento a cargas parciales, es decir, cuando funcionan a velocidades o presiones más bajas que las de su máxima potencia. Esta característica se hace patente con:

i. Pares muy constantes en un amplio rango de velocidades y presiones; es una característica muy valorada en automoción.

ii. El balance térmico y el rendimiento varían poco en un rango bastante amplio de velocidades y presiones.

Como se ha podido observar, los niveles de potencia y rendimiento (en función de la velocidad o de la presión del motor) están lejos de aquello que se puede deducir de los ciclos termodinámicos ideales. Es decir, ni la potencia es directamente proporcional a n o p, ni el rendimiento es constante respecto n o p. Esta desviación en el comportamiento se debe a la existencia de unas pérdidas que son imposibles de evitar en los motores actuales. Podemos ver los efectos de estas pérdidas y como afectan a P y η, en función de n y p tanto de forma desarrollada como gráfica en la siguiente tabla y gráfica.

Tipo de pérdida	Pérdida	Efecto sobre P	Efecto sobre η
Pérdidas del ciclo modificado	**Volumen muerto:** reduce la amplitud de la excursión de la presión del ciclo	Proporcional	Nulo
	Redistribución del fluido: el movimiento continuo (senoidal) de los pistones y las inercias del fluido hacen que la distribución ya no sea la ideal	Proporcional	Nulo
	Adiabaticidad: la elevada velocidad con la uqe se repite el ciclo no permite intercambios de calor isotérmicos	Proporcional	Constante
Pérdidas térmicas	**Conducción:** a través y a lo largo de las paredes	Constante	Regresivo
	Convección y radiación: hacia el ambiente.		
	Efecto "lanzadora": los émbolos en movimiento absorben calor por el extremo caliente de los cilindros y la pierden por el extremo frio.		
	Humos: cuando la fuente de calor es por combustión, parte de la energía se pierde por el escape	Proporcional	Constante
	Potencial térmico: debido a la diferencia de temperatura entre extremos de los intercambiadores		

Tabla C. 4 Causa de las principales pérdidas de potencia y rendimiento en motores Stirling. Caracterización de los efectos en función de la velocidad o la presión en el medio ambiente.

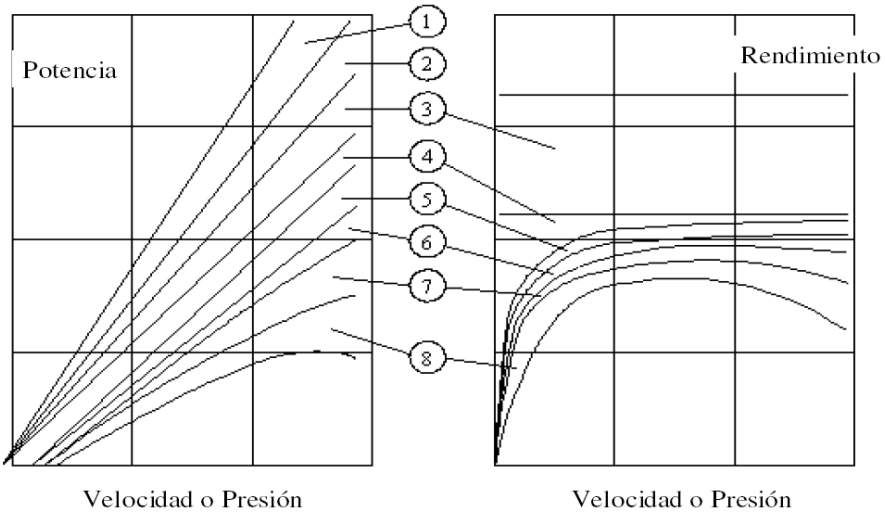


Fig.C 33 Efecto de las pérdidas sobre la potencia y el rendimiento del motor, en función de la presión media del fluido o de la velocidad.

En la gráfica anterior pueden apreciearse las siguientes curvas:

1. Efecto del volumen muerto.
2. Pérdida por redistribución del fluido de trabajo.
3. Efecto de la adiabaticidad.
4. Pérdidas térmicas por conducción, convección, radiación y efecto lanzadera.
5. Pérdidas térmicas a través de los humos, por potencial térmico y por regeneración imperfecta.
6. Pérdidas por fricción mecánica.
7. Pérdidas por fricción aerodinámica.
8. Pérdidas de los dispositivos auxiliares.

A medida que aumenta la velocidad del motor, las pérdidas térmicas descritas por Makhkamov se convierten en factores predominantes, ya que son proporcionales al cuadrado de la velocidad, y llegará un momento en que sean tan grandes que deberán ser tenidas en cuenta. Para reducir esas pérdidas se utilizan fluido de peso molecular ligero como helio e hidrógeno. Sin embargo esos gases con difíciles de contener debido a su capacidad de difundirse con materiales metálicos.

La fricción mecánica surge en los anillos del pistón, cierres de goma, cojinetes, bombas de aceite y otras fricciones que se pueden encontrar en elementos móviles. En comparación con motores convencionales la fricción es mucho menor, ya que tenemos menos elementos móviles.

A diferencia de los motores de combustión interna, los Stirling necesitan un período de calentamiento, al final del cual ya pueden ser arrancados. A pesar de que hay sistemas para reducir este tiempo, nunca la puesta en marcha será instantánea. Este hecho representa un importante freno para su utilización en vehículos tipo turismo y en grupos electrógenos de respuesta rápida.

Una vez calentados, sólo los motores Stirling de pistón libre se ponen a funcionar espontáneamente; los demás necesitan el impulso inicial de un motor de arranque. Actualmente, los sistemas electrónicos de control se encargan de la puesta en marcha mediante un proceso programado.

Cuando se desea un cambio de la potencia generada por el motor, se puede aumentar o reducir el caudal del combustible aportado, pero este genera un cambio lento, debido a la inercia térmica de los Stirling. Se hacen necesarios otros sistemas que permitan variaciones rápidas de potencia y velocidad. Estos procedimientos existen y se verán más tarde.

C.5.2 CONTAMINACIÓN Y RUIDO

El motor Stirling, como ciclo cerrado que es, no genera por él mismo ningún efecto contaminante en su funcionamiento. Ni las pequeñas fugas de fluido de trabajo (hidrógeno, helio o aire, principalmente), ni las renovaciones de aceite lubricante (si se tratan correctamente), no se pueden considerar nocivos para la salud.

La principal emisión contaminante de los MCS proviene de su fuente de calor, especialmente si ésta se basa en una combustión. Las buenas condiciones en que se desarrolla esta combustión (continuidad y elevadas temperaturas) hacen que los niveles de hidrocarburos no quemados (HC) y de monóxido de carbono (CO) sean extraordinariamente bajos, mientras que el nivel de óxidos de nitrógeno (NO_X) se incrementa notablemente respecto los motores de combustión interna.

Esto sucede sobre todo cuando los combustibles utilizados son fueloil, gasóleos o gasolinas. Una solución frecuentemente utilizada es la recirculación de una tercera parte de los humos, que consigue reducir un 30% los niveles de NO_X.

Pero gracias a la libertad que tienen estos motores a la hora de escoger una fuente de calor, se pueden usar recursos mucho menos contaminantes, como la radiación solar, la combustión de gas natural o de biomasa, o bien, el aprovechamiento del calor residual de otros procesos (cogeneración). Esto permite decir que el motor Stirling puede ser más limpio que los motores de combustión interna alimentados con combustibles fósiles.

Los motores Stirling hacen muy poco ruido al funcionar. Éste es otro de sus grandes atractivos, y se debe a la ausencia de detonaciones en su ciclo y a las relativamente bajas velocidades de funcionamiento. Si disponen de un equilibraje correcto, la vibración generada es insignificante.

De hecho, la principal fuente sonora de los Stirling no es el propio motor, sino los dispositivos auxiliares como el quemador y el ventilador de refrigeración. Por ejemplo, un autobús impulsado con un motor Stirling genera de 10dB a 15dB menos que uno convencional.

C.6. SISTEMAS DE CONTROL

Como ya se ha visto, en el capítulo anterior se han definido las curvas características de los MCS como la evolución del par generado, en función de la velocidad y la presión. Cuando se utiliza el motor para mover una máquina receptora, ésta también presenta una curva de par resistente en función de la velocidad y de otros parámetros. El sistema motor-receptor tiende siempre a la velocidad que iguale los pares motor y resistente, y cualquier cambio en las curvas del motor o del receptor produce un transitorio hacia la nueva velocidad de equilibrio.

Algunas aplicaciones como la generación eléctrica requieren el funcionamiento a velocidad constante, incluso frente cambios repentinos de la carga. Estos motores disponen de un sistema que modifica la curva del par motor en función de los cambios según la solicitación, para mantener siempre la misma velocidad de equilibrio. El paso de A a B en la figura representa el control de velocidad constante. En muchas aplicaciones, como en caso de velocidad estacionaria constante y generadores eléctricos de frecuencia fija, esto se consigue variando las condiciones de carga.

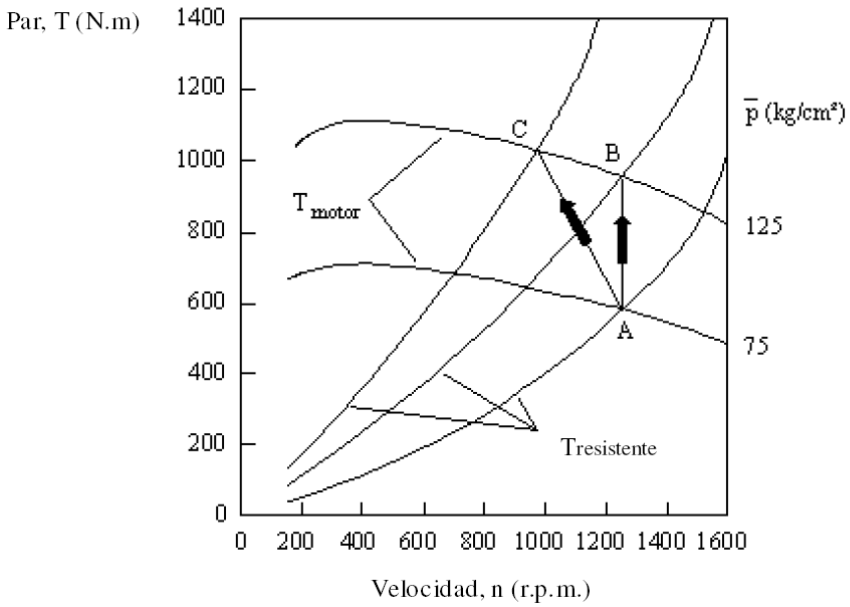


Fig.C 34 Superposición de las curvas de par motor (por diferentes presiones medias) y de par resistente (por diversos niveles de carga), en función de la velocidad.

En cambio, la mayoría de aplicaciones piden controlar a voluntad tanto el par como la velocidad. En automoción, por ejemplo, se podría producir un cambio de A a C cuando el vehículo afronte una rampa o bien cambie la relación de transmisión.

En general los motores han de disponer de algún sistema que mediante la variación de la curva de pares (o de potencias) controle la velocidad según alguna estrategia determinada, como por ejemplo mantener una frecuencia constante, o bien trabajar siempre a máximo rendimiento (mínimo consumo), o bien a máxima potencia, o máximo par… El sistema que parece más lógico a primera vista es la variación de la temperatura del calentador, mediante el control de la energía

aportada por la fuente de calor. Modificando esta temperatura, las curvas de par y de potencia varían notablemente.

Este método tiene la ventaja de que, sólo con una variable $T_{máx}$, se controla el comportamiento del motor. Pero tiene dos inconvenientes suficientemente importantes como para hacerlo totalmente desaconsejable: el primero es que la inercia térmica propia del calentador hace que las reacciones del sistema sean muy lentas; el segundo es que $T_{máx}$ también influye mucho sobre el rendimiento, y como la mayor parte del tiempo se trabaja a cargas parciales, los rendimientos serían en promedio bajos.

Por esto, todos los sistemas de control existentes se han diseñado como combinación de dos: uno que mantiene constante la temperatura del calentador, y otro que utiliza otros parámetros para gobernar las curvas de par. Los dos sistemas son:

- **El par (o potencia)** se controla mediante el sistema de control del par, que puede ser de mucho tipos, pero todos con el mismo objetivo: producir los cambios deseados con la máxima rapidez y con el mínimo efecto sobre el rendimiento.
- **La temperatura del calentador $T_{máx}$** se mantiene constante a su valor más alto posible (límite metalúrgico), gracias al sistema de control de la temperatura, el cual adapta el flujo de calor entrante, a las variaciones de la potencia. De esta manera los rendimientos siempre se mantienen lo más altos posible para cada situación.

La mayoría de motores incorporan, a parte de esos dos, otros sistemas de control como elementos de seguridad, por ejemplo limitadores de velocidad, de presión máxima, sondas de temperatura en diferentes puntos…

C.6.1 CONTROL TEMPERATURA DEL FLUIDO

El sistema de control de la temperatura se encarga de la regulación automática de la temperatura del calentador, manteniéndola constante a un valor próximo, pero inferior al límite metalúrgico, es decir, inferior a la temperatura en que el material del calentador fallaría por fatiga antes del número de hora de funcionamiento previstas. Teniendo en cuenta simpre que la aplicación en este caso dispondrá de una fuente de calor capaz de aportar ese calor para mantener la temperatura a niveles tan elevados. Este margen de seguridad, entre la temperatura límite y la temperatura regulada, es necesario por la presencia de puntos calientes en los tubos del calentador y también por las oscilaciones inevitables de la propia regulación El margen será tanto más pequeño cuanto más regular sea la distribución de temperatura a sobre los tubos, y cuanto más sensible y rápido sea el regulador. En motores calentados por combustión de fuel este margen puede sobrepasar los 100°C, mientras que el uso por calentamiento indirecto con circuito de metal líquido permite márgenes mucho menores, es decir, rendimientos superiores.

La manera de regular $T_{máx}$ depende del tipo de fuente de calor que se utilice. Todos los sistemas disponen de una o más sondas de temperatura al calentador, el valor de las cuales se trata y se amplifica para modificar convenientemente la potencia calorífica aportada al motor. En el caso de un quemador, se modifica el caudal de la mezcla aire-combustible; en un concentrador solar se varia el número de rayos incidente sobe el calentador; en un reactor nuclear, se introducen o se extraen las barras de uranio de las fundas de grafito… Como ejemplo, la casa

United Stirling utilizó en 1977 un regulador de $T_{máx}$ consistente en un termopar situado en el calentador, la señal de la cual se amplificaba y accionaba una válvula de mariposa en el conducto de entrada de aire. A continuación una unidad k-jetronic de Bosch se encargaba de injertar en el quemador el caudal idóneo de gasoil en cada instante. Las casas Philips y Ford utilizaron sistemas parecidos.

C.6.2 CONTROL DE LA PRESIÓN MEDIA (MPC)

Como ya se ha demostrado antes, la potencia de salida de un MCS es directamente proporcional a la presión media en el ciclo del fluido de trabajo. Las curvas par-velocidad dependen del valor de presión media del fluido de trabajo. A más presión, más par, y viceversa.

El método más simple puede ser descargar el motor para una reducción de potencia y una alimentación de fluido de trabajo para aumentar la potencia producida. Aunque en la realidad esa variación requerida de la presión media del ciclo no se puede conseguir tan fácilmente. Es necesario construir en el sistema un almacenamiento y compresor para el gas. Consiguiendo así que cuando sea necesario aumentar la potencia, podemos introducir fluido de trabajo en el motor y para reducir la potencia podemos extraer fluido hacia la zona de reserva.

Este sistema conceptualmente tan sencillo se convierte en mucho más complicado en realidad, ya que tanto el tiempo como los grados de abertura de las válvulas deben ser cuidadosamente controlados y monitorizados.

Se exponen a continuación unos ejemplos de este método:

- *Sistema de velocidad constante (Philips):* en el esquema de la figura si aumenta el par resistente la velocidad tiende a bajar, cosa que provoca la abertura de la válvula A(mediante un dispositivo mecánico, oleohidráulico o electrónico). La apertura de A permite el paso de gas de trabajo desde un depósito de alta presión hacia los cilindros. La presión media del ciclo aumenta y el par también, de manera que recupera rápidamente el nivel de velocidad deseado. En el caso contrario, cuando el par resistente cae, provocando un incremento en la velocidad, es la válvula B la que se abre y permite el paso del gas desde los cilindros hacia un compresor, que lo reintroduce al depósito. En este caso, la respuesta en la recuperación de las rpm deseadas depende de la capacidad del compresor.

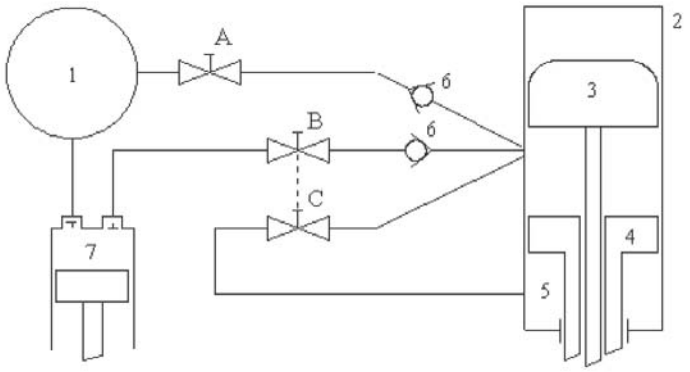


Fig.C 35 Sistema de control por variación de la presión media del fluido de trabajo, equipado con cortocircuito y aplicado a un motor de pistón y desplazador.

A, B y C son válvulas de control.
1. Depósito de fluido de trabajo a presión,
2. Cilindro,
3. Desplazador,
4. Pistón,
5. Cámara presurizada para evitar fugas de fluido,
6. Válvulas anti retorno,
7. Compresor

- *Sistema de velocidad constante con corto-circuito (Philips):* para que el sistema anterior recupere la velocidad de modo suficientemente rápido delante de una caída repentina del par resistente, y sin la necesidad de un compresor grande y pesado, se puede completar el sistema con el *corto-circuito* o *regulación por pérdida.* Este método incorpora una nueva válvula C (que se abre siempre que lo hace B), la cual pone en comunicación una cámara del motor con cualquier otra cámara que contenga gas de trabajo. De esta manera la oscilación de la presión del ciclo pierde amplitud y cambia de fase, provocando una pérdida instantánea de potencia. La velocidad se regula rápidamente y el compresor, pequeño, tiene más tiempo para reintroducir el gas en el depósito. El corto-circuito permite incluso el funcionamiento del motor como freno. El sistema completo puede verse también en la figura anterior.
- *Sistema de velocidad variable:* se basa en el mismo concepto que el sistema de velocidad constate con corto-circuito, pero en este caso las válvulas A y B/C se controlan directamente a través de pedales o palancas, o bien mediante un comandamiento electrónico. Delante de un par resistente estable, la apertura de A aumenta la velocidad, mientras que la apertura de B/C la reduce, pudiendo llegar a actuar el motor como freno. Sólo hace falta garantiza que las tres válvulas no se abran nunca simultáneamente. Las casas Philips, Unitied Stirling y General Motors utilizaron este sistema con muy pocas variaciones.

C.6.3 VARIACIONES EN EL VOLUMEN MUERTO (DVV)

Un aumento del volumen muerto (volumen no barrido por pistones y desplazadores) en los motores Stirling supone una reducción de la relación de compresión y, en consecuencia, una disminución del trabajo generado en cada ciclo. Así pues aumentar el volumen muerto dentro del MCS tiene como consecuencia una pérdida de potencia en el motor, pero no necesariamente una pérdida de eficiencia. Suministrando espacios extra, el volumen muerto puede aumentarse o reducirse. Berrin Erbay analizó el efecto de las variaciones en el volumen muerto en el rendimiento del motor Stirling, con el motor operando en un ciclo termodinámico utilizando procesos politrópicos para los pistones de potencia y desplazador bajo condiciones de máxima densidad de potencia.

Una serie de válvulas pueden comunicar los cilindros del motor con diversas cámaras de diferente capacidad y llenas de fluido de trabajo, que se encuentran incorporadas en el mismo cárter.

A cada combinación de válvulas abiertas le corresponde un determinado volumen añadido, de tal manera que, con una secuencia adecuada de apertura de las válvulas se consigue una evolución escalonada, pero bastante regular, del volumen muerto.

Este sistema ofrece una ventaja adicional: el rendimiento se ve menos afectado por la variación del volumen muerto que por el uso del corto-circuito. Las razones por las cuales sus inventores (United Stirling) abandonaron este buen sistema son seguramente el volumen y el peso añadidos al motor y el coste del sistema de accionamiento de las válvulas.

C.6.4 VARIACIONES DE CARRERA EFECTIVA

La potencia de salida del MCS puede ser controlada también modificando la longitud de la carrera efectiva de los componentes alternativos del motor. Este método es aplicable tanto para los motores de simple efecto como doble y también para motores de pistón libre; pero resulta una tarea complicada conseguir un cambio mecánico en la carrera efectiva para regular la potencia.

El recorte de la carrera de un pistón o de un desplazador deja sin barrer un cierto volumen de cada cilindro. Este volumen no barrido pasa a aumentar el volumen muerto del motor, hecho que, como se ha visto, afecta en gran medida a su par y su potencia.

Este sistema se ha aplicado con éxito a motores de transmisión por plato oscilante, en el cual la modificación del ángulo de oscilación provoca la variación de la carrera de los pistones. En el resto de transmisiones mecánicas la aplicación del sistema es más difícil.

Ahora bien, es en los motores Stirling de pistón libre donde este método de control se utiliza habitualmente. En estos motores, la amplitud de oscilación del pistón se regula de forma natural: a más carga, menor amplitud, y viceversa. Pero si se dispone de un sistema limitador del desplazamiento, como un muelle de gas a presión regulable, se puede controlar perfectamente el par generado por el motor.

C.6.5 VARIACIÓN EN EL ÁNGULO DE FASE

Este resulta uno de los mejores métodos de control de la potencia entregada por el motor. Se ha comentado antes que el ángulo de desfase del movimiento senoidal de los dos émbolos no afectaba demasiado a la potencia mecánica generada por un motor Stirling. Esto es cierto para ángulos del intervalo 60°-120°, pero cuando se amplía el intervalo de desfase de 0 a 360° la potencia aparece como una función casi senoidal respecto el ángulo, como muestra la figura. Con ángulo de fase cero, los volúmenes de la zona de compresión y expansión cambian exactamente en fase, como si no existiera flujo cíclico del fluido de trabajo a través del sistema.

El control de potencia modificando el ángulo de fase está caracterizado por una respuesta instantánea y es un método muy adecuado para conseguir un control de potencia del motor rápido. Fue el sistema que primero adopto la General Motors para su motor de 8 cilindros en V. Pero este tipo de control no es aplicable a motores de doble efecto.

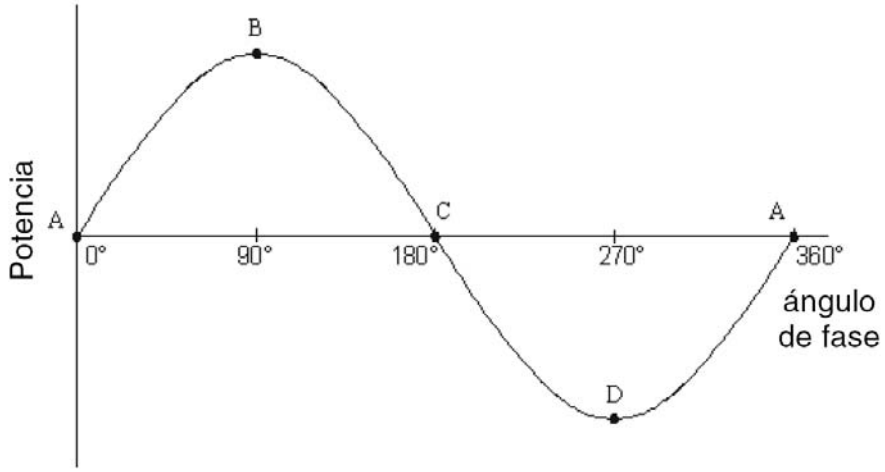


Fig.C 36 Efecto del ángulo de fase del movimiento relativo de los os émbolos sobre la potencia.

Puntos de la gráfica:

A. Máxima variación de volumen pero sin generar potencia.
B. Máxima potencia generada.
C. Variación de volumen nula (no genera potencia).
D. Máxima absorción de potencia (el motor actúa como freno , como bomba de calor)

Variando el ángulo de desfase, no sólo se puede reducir la potencia generada (o par) sino que se puede hacer negativa, es decir, el motor puede pasar a ser una bomba de calor que actúa como freno, o si el par resistente lo permite, se puede invertir el sentido de giro.

Este sistema es aplicable sólo a motores de simple acción, conectando los dos émbolos a dos ejes diferentes, el movimiento de los cuales se desfasa con un sistema de engranajes planetarios.

Los motores de doble acción, en cambio, tienen un ángulo de desfase invariable, siempre vale 360° dividido por el número de cilindros, y por esto no se pueden controlar por este método.

C.7. FACTORES QUE AFECTAN AL RENDIMIENTO DEL MOTOR

La potencia de salida de las especificaciones del motor puede ser encontrada utilizando el número de Beale y el de West. El número de Beale está representado por la siguiente expresión:

$$B_N = \frac{P_i}{P_M \cdot V_{se} \cdot N} \quad (\boldsymbol{C.27'})$$

W.Beale observó que en la práctica, la máxima potencia extraíble de un motor bien desarrollado es más o menos proporcional a la presión, volumen y velocidad. Un factor muy importante que no ha sido tomado en cuenta en la correlación de Beale es la temperatura de operación del motor. En la discusión realizada anteriormente sobre el análisis simple de los MCS se ha dicho que el incremento en la temperatura del calentador aumentará la potencia para una temperatura de refrigerador fija. La relación empírica de Beale no contiene efectos de la temperatura porque la mayoría de los motores que analizó tenían una temperatura del calentador por encima de 650^0C. Y sobre este rango de temperaturas la influencia de seguir aumentando la temperatura ya no es significativa.

Iwamoto mostró que el número de Beale es aproximadamente 0.15 para MCS con elevada diferencia de temperaturas en los que la temperatura de la pared del calentador se encuentra alrededor de los 650^0C.

Estos efectos sí que fueron tenidos en cuenta por West, el cual definió otro número que nos da una idea de la potencia que puede entregarnos el MCS y que puede expresarse como:

$$W_S = \frac{P_i}{P_M \cdot V_{se} \cdot N \left(\frac{T_E - T_C}{T_E + T_C}\right)} \quad (\boldsymbol{C.29})$$

Se demostró que el número de West es más o menos 0.25 para motores de 5-150 kW y sobre 0.35 para motores de menor potencia. Patrescu descubrió hacia el 2002 un factor que afecta al rendimiento del motor basado en la primera ley de la Termodinámica. El método utilizado para el análisis es de ciclo irreversible con velocidad limitada y conlleva integración directa de ecuaciones basadas en la primera ley para procesos. Podemos encontrar diferentes estudios como los desarrollados por Altman el cual escribió un programa numérico muy útil para determinar el rendimiento del motor.

C.7.1 EFICACIA DEL REGENERADOR

La eficacia del regenerador aumenta con aumentos en la longitud reducida y descensos en el periodo reducido. El diseño del regenerador debe ser tal que el coeficiente de trasferencia de calor y el área de la matriz del regenerador deben ser lo mayores posible manteniendo el menor ratio de flujo de fluido. El flujo en el regenerador de los MCS cambia en muchos ciclos rápidos, con lo cual, es muy probable que solo una porción de la carga total de gas pase a través de la matriz y parte del fluido permanece en el regenerador.

C.7.2 MATERIAL DE REGENERADOR

La elección del material para la matriz del regenerador es una cuestión importante, ya que esta influye en el rendimiento del motor de forma considerable. La eficiencia y potencia de salida del motor son función de la velocidad del motor para regeneradores metálicos y cerámicos. Debido al menor ratio de penetración de los cerámicos que los metálicos, se ha demostrado que la eficiencia y potencia de salida del motor con regenerador cubierto de materiales cerámicos es mayor que la del regenerador metálico bajo todas las velocidades investigadas.

C.7.3 FLUIDO DE TRABAJO Y PÉRDIDAS DE FLUIDO

En un motor real, la existencia de pérdidas del fluido de trabajo es inevitable. La presión dentro del espacio suele ser mayor que la presión mínima del ciclo idealizado y esto significa que a causa de las zonas donde existe pérdida de hermeticidad el gas tiende a escaparse del sistema cuando se encuentra a la presión más alta del ciclo, pero tenderá a volver al sistema durante la fase de compresión. Ambos efectos reducen el trabajo de salida del ciclo. El efecto de la pérdida de presión a causa de la fricción, velocidad finita y el proceso de aceleración en el regenerador del motor es presentado por Patrescu.

C.7.4 FRICCIÓN DEL FLUIDO

La fricción del fluido con la malla del regenerador es un asunto muy importante en los MCS. La fricción del flujo, es principalmente debida al tamaño, forma y densidad de la malla de alambre y de las propiedades del fluido tales como su densidad y viscosidad. La fricción del flujo consume potencia del motor, con lo cual la potencia neta es reducida. Tanto la elección del material del regenerador como el diseño del sistema deben intentar conseguir la menor resistencia a la fricción posible.

Está demostrado que el factor de fricción de una malla de alambre simple es función del número de Reynolds cuando el tamaño de apertura de la malla es seleccionado en la escala de la longitud representativa. También la fricción y el número de Nusselt del medio poroso son similares a los de la malla de alambre de almacenamiento simple. Este resultado sugiere que el factor de fricción disminuye gradualmente con aumentos en el número de Reynolds.

C.8. BIBLIOGRAFÍA

[1] FINITE TIME THERMODYNAMIC ANALYSIS OF ENDOREVERSIBLE STIRLING HEAT ENGINE WITH REGENERATIVE LOSSES, S.C. Kaushik and S.Kumar, Energy 25 (10) (2000) pp. 989-1003

[2] THE EFFECT OF THE OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENT VARIATION ON THE OPTIMAL DISTRIBUTION OF THE HEAT TRASFER SURFACE CONDUCTANCE OF AREA IN A STIRLING ENGINE, M.Costea and M.Feidt, J Energy Convers Manage 39 (16-18)(1998), pp.1753-1761

[3] EFFICIENCY BOUND OF A SOLAR-DRIVEN STIRLING HEAT ENGINE SYSTEM, Chen Jincan,…, Int J Energy Res 22 (1998), pp.805-812

[4] OPTIMUM PERFORMANCE OF IRREVERSIBLE STIRLING ENGINE WITH IMPERFECT REGENERATION, Wu Feng, Chen Lingen…, J Energy Conserv Manage 39 (8) (1998), pp.727-732

[5] NUMERICAL PREDICTION OF THE INSTANTANEOUS REGENERATOR AND IN-CYLINDER HEAT TRANSFER OF A STIRLING ENGINE, C.Bergmann and J.Alberto, Int J Energy Res 15 (1991), pp.623-635

[6] STIRLING ENGINES, G.Reader and C.Hooper, Univerity Press (1983) pp. 29-35

[7] NUMERICAL ANALYSIS OF REGENERATORS OF FREE-PISTON TYPE STIRLING ENGINES USING LAGRANGIAN FORMULATION, O.Ercan Ataer, Int J Refrig 25 (2002), pp.640-652

[8] ANALYSIS OF FLOW AND HEAT TRANSFER IN A REGENERATOR MESH USING A NON-DARCY THERMALLY NON-EQUILIBRIUM MODEL, K.Muralidhar y K.Suzuki, Int J Heat Mass Transefer 44 (2001), pp. 2493-2504

[9] STIRLING ENGINE FOR DEVELOPING COUNTRIES, W.T.Beale, J.G.Wood y B.F.Chagnot, American Institute of Aeronautics and Astronautics 809399 (1980), pp. 1971-1975.

[10] DESIGN OF A LOW PRESSURE AIR ENGINE FOR THIRD WORLD USE, Gary Wood J., Chagnot B.J., Penswick L.B.; paper nº829289. Proceedings of the 17th intersociety energy conversion engineering, 1982 pp.1744-1748.

[11] BALANCED CRANKSHAFT MECHANISM FOR THE TWO PISTON STIRLING ENGINE, US Patent 413897, 1979.

[12] HEAT-TRANSFER ASPECTS OF STIRLING POWER GENERATION USING INCINERATOR WASTE ENERGY; S.T.Hsu, F.Y.Lin y J.S.Chiou ; Int J Renew Energy 28 (1) (2003), pp.59-69.

[13] ABOUT THE EFFICIENCY OF THE REGENERATOR IN THE STIRLING ENGINE AND THE FUNCTION OF VOLUME RATIO V_{MAX}/V_{MIN}; Fette P.; Proceedings of the seventh international conference on Stirling cycle machines 95, ICSC-95041; 1995, P.271

[14] EXTENDED MECHANICAL EFFICIENCY THEOREMS FOR ENGINES AND HEAT PUMPS; J.Senft; J Energy (2000), pp.679-693.

[15] USING SUPERCRITICAL HEAT RECOVERY PROCESS IN STIRLING ENGINES FOR HIGH THERMAL EFFICIENCY; Z.Gu , H.Sato y X.Feng ; J Appl Therm Eng 21 (6) (2001), pp.1621-1630

[16] ANALYSIS OF THE STIRLING HEAT ENGINE AT MAXIMUM POWER CONDITIONS; L.Berrin Erbay y H.Yavuz; Int J Energy 22 (7) (1997), pp.645-650

[17] PERFORMANCE OF STIRLING ENGINES; S.Iwamoto, K.Hirata y F.Toda ; JSME Int J 44 (1)(2001), pp. 140-147.

[18] A REVIEW OF SOLAR-POWERED STIRLING ENGINES AND LOW TEMPERATURE DIFFERENTIAL STIRLING ENGINE; B.Kongtragool y S.Wongwises; Renew Sustain Energy Rev 7 (2) (2003)

LIBROS

[1] STIRLING ENGINE DESIGN MANUAL; Martini W.R.;

[2] STIRLING CYCLE ENGINE ANALYSIS; I.Urieli and D.M.Berchowitz; Adam Hilger Ltd, UK (1984)

[3] THERMODYNAMICS AND GAS DYNAMICS OF STIRLING CYCLE MACHINES; A.J.Organ; Cambridge University Press, Cambridge, UK (1992)

[4] MAQUINAS TÉRMICAS MOTORAS 2, J.A.Alvarez Flórez y I.Callejon Agramunt; Edicions UPC (2002)

WEB

[1] WEB: RUSS COLLEGE OF ENGINEERING AND TECHNOLOGY, OHIO UNIVERSITY. http://www.ohio.edu/engineering/index.cfm

[2] MOTORES DE CICLO STIRLING; http://personales.able.es/jgros/

[3] ROBOTIKER TECNALIA http://www.robotiker.com/

C.9. NOMENCLATURA

SíMBOLO	NOMENCLATURA	
A_h	*Area de superificie del calentador*	
A_r	*Area de transferencia de calor del regenerador*	
C_P	*Calor especifico del fluido de trabajo a presión cte.*	
C_v	*Calor especifico del fluido de trabajo a volumen cte.*	
C_R	*Capaciad calorífica del regenerador*: $\mathrm{M_M} \cdot \mathrm{C_{PM}}$	
Q_{wf}	*Capacidad calorífica en el estudio del fluido*	
h_t	*Coeficiente de trasferencia de calor total*	W/m^2K
h_w	*Coeficiente de trasferencia de calor de la pelicula de agua*	W/m^2K
h_h	*Coeficiente trasferencia de calor convectiva del calentador*	W/m^2K
h_{bulk}	*Coeficiente trasferencia de calor de la masa de la matriz del reg.*	W/m^2K
C_{PM}	Calor especifico del regenerador	
D	*Diametro del cilindro*	m
Q_h	*Energía calorífica aplicada en el calentador*	J
Q_k	*Energía calorífica evacuada o expulsada*	
N	*Frecuencia funcionamiento motor*	(Hz)
l_h	*Longitud del calentador*	m
L_R	Longitud del regenerador	L_R
M_M	*Masa del regenerador*	M_M
B_N	*Número de Beale*	
P_r	*Número de Prandtl*	
R_e	*Número de Reynolds*	
S_t	*Número de Stanton*	
W_s	*Número de West*	
P_i	*Potencia del motor*	W
P_M	*Presión media del ciclo*	bar
$r_v = V_1/V_2$	*Relación de compesión*	
k_1, k_2	*Relaciones de proceso regenerativo*	
T_M	*Temperatura de la matriz del regenerador*	
T_F	*Temperatura del fluido de trabajo*	K
T_1, T_2, T_3, T_4	*Temperatura del fluido de trabajo en los puntos del diagrama TS*	K
T_h	*Temperatura del gas de trabajo en el calentador*	K
T_H	*Temperatura del lado de la fuente (caliente)*	K
T_E	*Temperatura más alta del fluido de trabajo*	K
T_C	*Temperatura másbaja del fluuido de trabajo*	K
T_{Eav}	*Temperatura media del fluido de trabajo en el espacio de expansión*	K
u	*Velocidad de flujo*	m/s
V_{se}	*Volumen barrido por el espacio de expansión*	cm^3

LETRAS GRIEGAS

SIMBOLO	NOMENCLATURA	
ε_R	$Eficiencia\ del\ regenerador$	
ζ	$Longitud\ adimensional$	
η	$Tiempo\ adimensional$	
Λ	$Longitud\ reducida$	
Π	$Periodo\ reducido$	
γ	$Índice\ isoentropico\ del\ gas\ (adiabático)$	
μ	$Viscosidad\ del\ fluido$	
α	$Angulo\ de\ desfase\ entre\ el\ cilindro\ de\ expansión\ y\ el\ de\ compresión$	
η_t	$Eficiencia\ Térmica$	
ρ	$Densisdad\ del\ fluido$	kg/m^3
β	$Relación\ de\ gas\ portador - líquido$	

D.DISEÑO Y SIMULACIÓN

D.1. INTRODUCCIÓN

El desarrollo del presente estudio presenta en principio cuatro problemáticas esenciales:

I. Alimentación o foco caliente necesario para el funcionamiento del MCS. La captación y posterior concentración de la radiación solar, alimentación con biomasa o la posibilidad del interesante montaje hibrido entre los dos sistemas.
II. Diseño del MCS mejor adaptado a esta situación.
III. Conversión del trabajo mecánico obtenido en energía eléctrica.
IV. Minimización de costos para ser viable la implantación en zonas rurales empobrecidas.

Este proyecto, estará centrado en el segundo punto, tomando como referencia para la captación y la generación posibles aplicaciones conocidas y desarrolladas con las mismas intenciones y requerimientos de Tecnología Apropiada, aunque para diferentes aplicaciones.

Los primeros desarrollos de motores Stirling, como la mayoría de los proyectos expuestos en el primer bloque del trabajo, eran desarrollos complicados no aptos para su aplicación en países en desarrollo. Esta situación cambió en 1980, cuando la Agencia americana para El Desarrollo Internacional (USAID) consolidó el desarrollo de un motor Stirling simple específicamente pensado para la fabricación y uso en los países en desarrollo. El artefacto fue diseñado, construido, probado y entregado a Bangladesh, se construyeron varios motores y se instalaron allí para ver su funcionamiento. Esto demostró la posibilidad de la fabricación del artefacto sencillo en las mismas regiones en las que podría ser utilizado África, Asia, y América Latina. Y este resulta uno de los aspectos más importantes de la Tecnología para el Desarrollo Humano, ya que evita la dependencia de las sociedades beneficiarias de esta tecnología del exterior, permitiendo el desarrollo de las propias comunidades, e incluso la creación de nuevas posibilidades de negocio.

En este aspecto, puede compararse con las aplicaciones actuales para generación eléctrica en electrificación rural.

- **Fotovoltaica:** se han realizado numerosos proyectos de cooperación al desarrollo utilizando la energía solar fotovoltaica como medio para la electrificación rural, y los resultados finales tras años de experiencia y evaluación no son los más deseados. Los sistemas de gestión implantados no siempre son todo los sostenibles que se desea, y mucho menos la tecnología. Estos sistemas requieren de un mantenimiento con un mínimo de formación electrónica, y algunos de sus componentes son imposibles de reparar, y muy difícil de sustituir en la mayoría de lugares de aplicación.
- **Biomasa:** sistema muy interesante, si la disponibilidad de materias primas para ser quemadas están disponibles en cantidades suficientes.
- **Solar térmica,** puede resultar igual de interesante que el Motor Stirling, en ubicaciones en las que el recurso solar sea abundante. Aunque se conocen estudios que comparan las turbinas con motores Stirling, definiendo estos últimos como más adecuado y eficientes para sistemas que trabajaran con baja temperatura.
- **Eólica**, supeditada también a la existencia de recurso suficiente. En este campo, la tecnología desarrollada para la aplicación en comunidades rurales aisladas, se encuentra en un momento ideal, ya que existen varios dispositivos como el aerogenerador IT100 e

IT500 funcionando correctamente en varias ubicaciones con unos resultados extraordinarios.

- **Microhidráulica**, otra tecnología con mucha experiencia y buenos resultados en este campo, aunque supeditada también a la existencia del recurso hídrico.

Aunque el motor Stirling es una máquina vieja, los materiales modernos y métodos de diseño hacen esta máquina mucho más atractiva de lo que era antes.

Como resultado de esto y otros recientes desarrollos, las perspectivas para la aplicación de motores Stirling en los países en desarrollo han mejorado enormemente. Estas nuevas versiones resultan mucho más potentes con un determinado peso y mucho más eficientes; al mismo tiempo, continúan siendo silenciosos, fáciles de usar, fiables y robustos como el motor original. Se pueden encontrar también modelos adicionales capaces de generar electricidad, refrigerar, trabajar como bomba de agua y servir de forma útil para otras muchas aplicaciones.

Máquinas muy sencillas, utilizando aire como fluido de trabajo pueden ser construidas utilizando materiales locales. La gente que está dispuesta a probar estos diseños posee una gran probabilidad de éxito.

El comportamiento fiable y eficiente de estos motores depende del comportamiento dinámico del mecanismo del motor y del rendimiento de todos sus intercambiadores, los cuales son interdependientes. Es una tarea difícil diseñar un sistema como este, que requiere tener en cuenta consideraciones térmicas, de fluidos y mecánicas de forma conjunta para conseguir una buena optimización del sistema.

Las numerosas investigaciones realizadas por científicos e ingenieros desde que se inventó este motor han conseguido una buena base de información para el diseño de motores, pero es necesaria más perspicacia para diseñar sistemas en los que las condiciones anteriormente citadas estén en buena concordancia. Se observa de todo esto que para el funcionamiento exitoso del sistema, se ha debido realizar una cuidadosa selección del mecanismo de arrastre y la configuración del motor.

Puede afirmarse pues que los motores Stirling funcionando con relativa baja temperatura, y aire o helio como fluido de trabajo son motores potencialmente muy atractivos para el futuro, y ya para nuestros días**.**

D.2. NECESIDADES REQUERIDAS

Las primeras consideraciones para diseñar un motor Stirling, son las siguientes:

- Aplicación
- Potencia requerida
- Velocidad de funcionamiento.
- Tipo de fuente de calor disponible, cantidad…
- Existen algún tipo de limitaciones en cuanto a tamaño, peso…
- Tipo de refrigeración disponible, aire, liquido…

Como puede verse, la aplicación ya ha sido definida de forma general en la introducción de este bloque, a partir de ahora se entrara de forma más concisa en cada uno de estos puntos.

Uno de los aspectos más importantes de este trabajo, es tratar el diseño del motor Stirling desde un punto de vista diferente al que generalmente se utiliza en el mundo desarrollado; basado en la eficiencia, rendimiento y la mayoría de las veces no solo mecánico, térmico, termodinámico, sino como uno de los factores más importantes económico. En este caso se seguirán como líneas fundamentales de diseño las trazadas por la definición de Tecnología para el Desarrollo Humano o TpDH, las cuales se pueden ver en los anexos.

Al hablar de electrificación rural descentralizada, se refiere a dotar a esas comunidades aisladas de las redes centralizadas de energía eléctrica, de dicho recurso, con el fin de mejorar su nivel de vida supliendo esas necesidades insatisfechas.

Variadas son pues, las demandas de energía. Una comunidad o familia requiere suplir sus necesidades energéticas de calor (cocción de alimentos, secado y climatización de ambientes), de energía eléctrica directamente para iluminación, radio, TV, comunicación y en general para todos los electrodomésticos y herramientas que requieren de electricidad para su funcionamiento. Variadas son sus necesidades y variadas pueden ser las fuentes que contribuyan a solucionar dichas demandas, como ya se ha descrito en el comienzo del bloque.

Para suplir lo anterior, el desarrollo tecnológico, presenta otras alternativas de fuentes energéticas, diferentes a las tradicionales, las cuales permiten cubrir con eficiencia las demandas planteadas logrando un desarrollo autónomo y sostenible empleando los recursos que se encuentran en la región. Previa evaluación de cada recurso se definiría, según las demandas presentadas, cuál es la fuente o combinación de fuentes más adecuada desde el punto de vista técnico y económico.

De forma más concreta, y pensando en la producción eléctrica con MCS, interés de este trabajo se presentan las necesidades energéticas básicas, analizando los consumos domésticos y de servicios en pequeñas comunidades. A partir de lo anterior se diseñará la mejor opción basada en MCS para suplir estas necesidades.

Para el diseño de un sistema de energías renovables, es conveniente conocer la disponibilidad del recurso, acudiendo a las oficinas de mediciones meteorológicas locales, o nacionales para acceder a los mapas de radiación (en el caso que se trata), de vientos o datos de los caudales máximos, mínimos y promedio de la cuenca en estudio. Así mismo, se puede

conseguir software de algunas agencias, que permite acceder a una importante base de datos con sólo la ubicación georeferenciada del lugar. En el caso que se trata no se ha realizado esta parte del estudio, debido a que el interés del mismo es el de centrarse en el motor.

D.2.1. POTENCIA

El sistema a diseñar pretende dimensionarse para la alimentación unifamiliar de una vivienda tipo dentro de una comunidad rural aislada. Gracias a la modularidad del sistema podrán solucionarse demandas mayores con el simple hecho del acoplamiento de varios sistemas similares. Así pues consideraremos lo siguientes consumos

	Unidades	W	*Horas / día*	W·h / día promedio	W maxi	Wp
Iluminación	3	8,8	*7*	185	26	
Otra carga DC (sonido)	1	20	*10*	200	20	
TOTAL				385	46	**93**

Tabla D. 1 Tabla necesidades eléctricas.

Bien, conociendo pues los consumos que se desean solventar, se necesitará una alimentación de unos 93W; este dato se ha calculado a partir de las horas efectivas de sol estipuladas para la ubicación de la zona de los andes bolivianos; realizando (Wh/día)/horas efectivas de sol. Debido a las pérdidas tanto mecánicas como eléctricas que se darán en el sistema, este deberá diseñarse para dar una potencia superior a la necesitada. La experiencia muestra unos valores experimentales de estas pérdidas. Y las mecánicas más importantes: aproximadamente el 7.5% debidas a las pérdidas por bombeo, es decir, las provocadas por el movimiento del fluido de un espacio a otro. Y dentro de las pérdidas térmicas, debido a las no idealidades de los intercambiadores se considerará un 1.75%.

Así pues, la potencia final que deberá darnos el motor, será:

$$W = \frac{W_p}{(Perd.Bombeo)\cdot(Perd.Térmicas)} = 103W \ (\boldsymbol{D.1})$$

Es seguro que aparecerán otras pérdidas e idealidades a la hora de funcionar con el sistema real.

D.2.2. VELOCIDAD DEL MOTOR

Pero no solo con eso tenemos definida la potencia del motor, ya que también deberemos tener en cuenta las pérdidas en la generación. Como ya se ha mostrado en puntos anteriores, en diseño de un motor Stirling además de la potencia uno de los parámetros más importantes es la velocidad a la que este debe funcionar, y su variabilidad. Para ello es fundamental conocer la aplicación de ese motor. En el caso que se trata, generación eléctrica.

Para ello, se va a utilizar un generador de imanes permanentes. En este caso un generador eléctrico de corriente alterna trifásica (AC) de bajo voltaje. La corriente es trasformada a corriente continua (DC) mediante diodos rectificadores, con la finalidad de que la energía pueda

ser almacenada en baterías. El generador eléctrico es de forma geométrica tipo disco, y tiene dos componentes principales: rotor y estator.

Tiene los siguientes componentes y características:

- Generador trifásico,
- ocho pares de polos (en conexión doble estrella),
- 6 bobinas de 100 espiras cada una,
- 360 rpm de velocidad nominal
- eficiencia a un 66%.

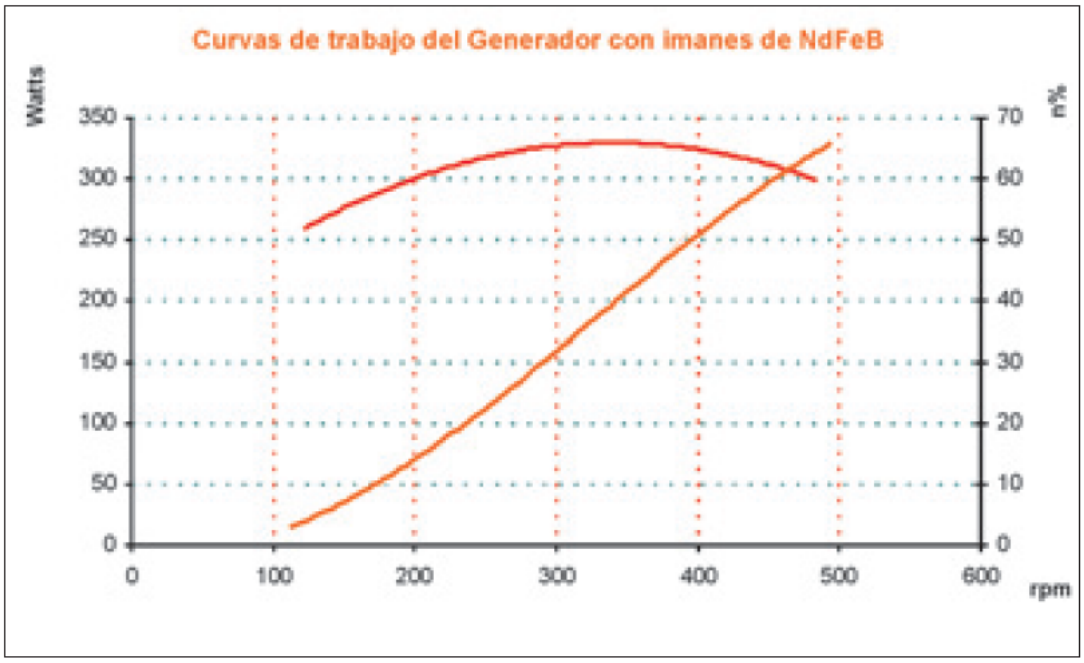


Fig.D 1 Curva trabajo de un generador tipo disco con imanes de NdFeB

Tomando la gráfica como referencia, se diseñará el motor para trabajar con este generador a unas 350 rpm, en las que vemos obtenemos el mejor rendimiento, 66%. Con lo cual, la potencia exigida al motor deberá ser mayor de lo planteado en el punto anterior. Se pretenden generar unos 105W, para solventar las necesidades planteadas antes. Y conociendo la eficiencia del generador eléctrico, la potencia mecánica que deberá generar el motor será pues de 160W. Teniendo ahora sí, definidas tanto la potencia como la velocidad de funcionamiento del motor:

- **Potencia: 160W**
- **Velocidad: 350 rpm**

El diseño de este generador permite un acoplamiento directo motor-generador, y por lo tanto obviar las pérdidas de los sistemas de transmisión y sus respectivos costos. Asimismo permite una mejor confiabilidad ya que evita el uso de piezas que requieren continuo mantenimiento. La generación es en corriente alterna (AC) que luego es transformada a corriente continua (DC) a través de unos diodos rectificadores, de modo que la energía generada es utilizada principalmente para la recarga de baterías.

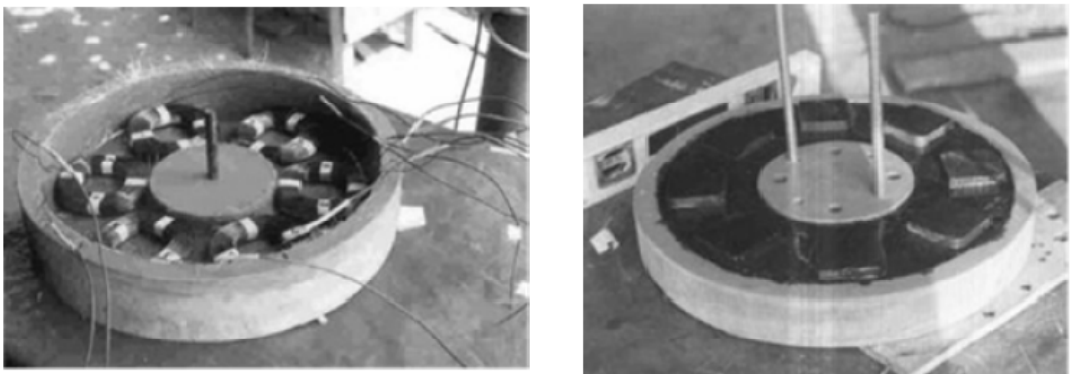


Fig.D 2 Detalles internos del generador. Izda: bobinas. Dcha: imanes permanentes

Con estos dos valores, potencia y velocidad, ya se puedo obtener el valor del par que deberá ofrecer el motor,

$$Par = \frac{P}{n} = \frac{160W}{350\,rpm} = \frac{160}{350} \cdot \frac{60}{2\pi} = 4.36\,N.m\ (\boldsymbol{D.2})$$

Este es el par necesario que deberá dar el motor para ser capaz de mover el generador eléctrico que se pretende utilizar.

D.2.3. PRESIÓN

El motor se diseñara para funcionar con la presión atmosférica, es decir no se va a presurizar el interior de este. Se ha demostrado a lo largo de todo el trabajo, que la potencia de salida es proporcional a la presión del ciclo. Por lo tanto, sería interesante poder trabajar con presiones lo más elevadas posibles. Pero debe tenerse en cuenta, que estos aumentos en la presión implicarán unos requerimientos mucho más exigentes. Así pues debido a la finalidad del motor a diseñar, será deseado un funcionamiento con bajas presiones.

A esto debe unirse las bajas velocidades de funcionamiento deseadas, lo que en conjunto, implicará unas dimensiones finales del motor bastante grandes. Para aplicaciones comerciales como las explicadas en el bloque A del proyecto (automoción, cogeneración, generación eléctrica…) los requerimientos de espacio pueden ser muy exigentes, de ahí la intención de diseños que puedan funcionar con presiones elevadas.

En el caso a tratar, un aumento en las dimensiones, no es un problema, ya que no hay ningún requerimiento que solicite reducir las dimensiones del dispositivo. Puede verse incluso como beneficioso; ya que provoca un aumento en la superficie exterior para el intercambio de calor. Además esta presión baja, reduce los requerimientos estructurales de las paredes del cilindro, lo que nos permite realizarlas más finas, con la consecuente mejora en la transferencia de calor.

El uso bajas presiones del fluido de trabajo minimiza los problemas de estanqueidad, facilitando en diseño y fabricación del dispositivo. Estos serán unos requerimientos que se repetirán a lo largo de este bloque, ya que la fabricación y mantenimiento de estos motores en importantísima cuando se trata de Tecnologías para el Desarrollo Humano, y tratarán de

simplificarse todo lo posible, para lo que, funcionar con motores no presurizados es una gran ventaja.

D.3. ALIMENTACIÓN DEL SISTEMA

Este quizá sea el punto más importante a la hora de diseñar el motor, ya que la alimentación del sistema será la que nos defina el salto térmico del que se dispone para funcionar. Como ya se ha explicado a lo largo de todo el trabajo, cuanto mayor sea el salto térmico entre el que trabaja el motor, mayor será el trabajo que puede obtenerse de él, y mejor será su eficiencia. En cooperación, el uso de las energías renovables, es fundamental, ya que se habla de tecnologías con requerimientos de respeto al medio ambiente, sostenibilidad… y esto se consigue claramente a partir de la alimentación con fuentes de energías renovables. Para este proyecto, se va a considerar fundamentalmente la alimentación del sistema con energía solar.

Energía Solar: La energía radiante del sol, es prácticamente la madre de todas las energías disponibles. Esta radiación – ondas electromagnéticas-, se puede convertir en calor o en electricidad.

La radiación solar es una fuente térmica de elevada temperatura y exergía[3] en su origen, no obstante, la utilización de la misma y su aprovechamiento en las condiciones del flujo que llega a la superficie terrestre destruyen prácticamente todo su potencial de convertirse en trabajo a causa de la considerable reducción de la temperatura disponible en el fluido. Para aumentar esta temperatura de trabajo y, a la vez, aumentar las condiciones de aprovechamiento térmico de mayor calidad (mayor exergía) se actúa sobre la concentración de la radiación solar, más concretamente, en la radiación térmica directa ya que la concentración solar tiene el inconveniente de rechazar la radiación solar difusa.

La finalidad que mueve este trabajo trata de producir electricidad, pero no directamente a partir de la energía solar; sino que la primera conversión será de radiación a calor. La conversión de la radiación solar en calor, conversión fototérmica, es la más empleada en el mundo. Las cocinas o estufas solares, ya son muy comunes en algunos países de Centroamérica, como una forma de aprovechar dicha energía en la cocción de alimentos, con resultados bastante

Fig.D 4 Cocinas solares en Nicaragua

Fig.D 3 Cocinas solares en campos de refugiados en Kenia

[3]Parte de la energía que puede convertirse en trabajo mecánico en un proceso perfectamente reversible

satisfactorios. Tal vez, las aplicaciones más comunes están orientadas al calentamiento de agua para climatización de ambientes, piscinas y para uso doméstico en viviendas, hoteles, hospitales y restaurantes. Lo mismo que el calentamiento de aire aplicable en procesos de secado de productos agrícolas o calentamiento de ambientes.

Pero volviendo al problema que atañe a este proyecto, la conversión fototérmica se realizará para conseguir el foco caliente necesario en nuestro sistema y aunque no se haya considerado como parte de este trabajo la captación solar se plantearan unas temperaturas óptimas de funcionamiento. Muy importante es tener en cuenta el sistema de captación que se va a utilizar. Los colectores más adecuados para esta aplicación, pueden parecer, los parabólicos, colector Scheffler… ya que con ellos pueden obtenerse temperaturas muy elevadas, de incluso

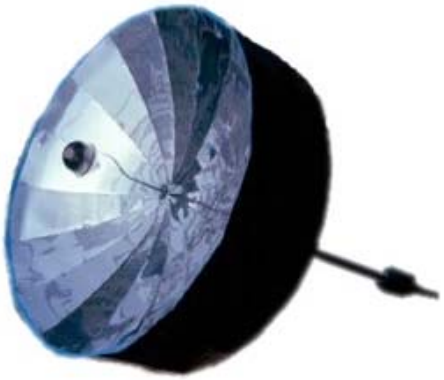


Fig.D 6 Colector parabólico

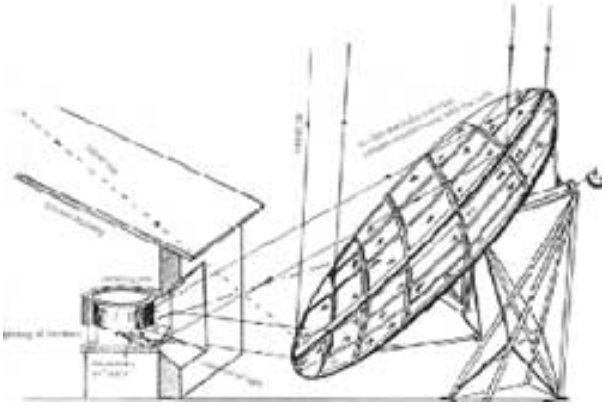


Fig.D 5 Colector Scheffler

más de 300°C, pero tienen un gran problema. Necesitan de seguimiento solar para ser eficientes. Esto complicaría mucho el dispositivo, por lo menos en la fase en la que se encuentra. Se tratará puede de hacer funcionar el sistema con colectores planos, con los que es posible obtener una temperatura el foco caliente de unos 90° C. Se realizará el estudio con esta temperatura, y tras analizar los resultados se decidirá si es suficiente, o los resultados obligan a tomar la decisión de pensar en un sistema con seguimiento solar.

Fig.D 7 Ejemplo de motor Stirling Solar con colector plano

Para el foco frío la temperatura más fácil de obtener es la temperatura ambiente, se acotara pues a 20°C es decir 293K. Pudiendo ser esta menor, en caso de conseguir refrigeración por agua, lo que dependerá de las condiciones de abastecimiento de agua en la comunidad en la que se vaya a implementar el sistema. Incluso con un buen diseño del refrigerador se podrían aprovechar los fuertes y fríos vientos del altiplano boliviano, en este caso y reducir esta temperatura. Además se sabe que el efecto de disminuir la temperatura fría del motor es más influyente en los resultados obtenidos del motor que aumentar la temperatura caliente. Pero se planteará el diseño del motor con la temperatura ambiente citada, 20°C; y se

tendrá en cuenta, que con un buen diseño del refrigerador puede disminuirse esta, consiguiendo una mejora considerable en el funcionamiento del motor.

Como una opción secundaría pero no por ello menos interesante, se planteará la posibilidad de alimentar el MCS a partir de biomasa. Esta aplicación, puede resultar muy interesante para el proyecto; en principio se piensa en una alimentación solar, pero determinadas comunidades rurales pueden encontrarse suficientes recursos de excedentes agrarios y agrícolas para poder alimentar el motor en momentos en los que el sol no sea suficiente. Además con la combustión de biomasa, los valores obtenidos en este trabajo serían mejorados considerablemente, ya que la temperatura caliente obtenida con este sistema sería considerablemente superior a la obtenida a partir del captador solar.

Energía de Biomasa. La biomasa, es la energía que se produce cuando la energía solar se convierte en química a través del proceso biológico de la fotosíntesis. Es decir, la biomasa es energía química almacenada en materias orgánicas. Esta energía tiene la cualidad de ser renovable.

Existen dos formas de clasificar la biomasa; biomasa primaria y biomasa residual.

La Biomasa Primaria, es aquella que existe y es aprovechada en su estado natural y son los cultivos, árboles, pastos, plantas acuáticas, etc. El aprovechamiento energético de esta biomasa es muy ineficiente y más bien es necesario conservarla y protegerla por el alto impacto que tiene en los ecosistemas, con la excepción de los llamados cultivos energéticos como, arbustos de corta rotación y pastos sembrados para ser utilizados como combustible.

La Biomasa Residual, es como su nombre lo indica, residuos agropecuarios como pulpa de café, cascarilla de arroz o procesamiento de la biomasa primaria, limpieza de bosques, desechos orgánicos de animales en pie, residuos de sacrifico o de procesamiento. Así mismo, son considerables las cantidades de biomasa residual en las basuras municipales, mercados públicos y los vertimientos domésticos a las alcantarillas.

Este último grupo de biomasa sería la factible de ser aprovechada en la producción eléctrica por medio de un sistema de MCS.

D.4. DESCRIPCIÓN DEL MOTOR

Diferentes estudios muestran conclusiones que facilitan la decisión acerca cual de las configuraciones posibles son las más adecuadas, pero, tal y como dice Wood en sus textos: *"la configuración más apropiada del motor depende principalmente de:*

- *tipo de combustible a utilizar*
- *velocidad a la que el motor funcionará*
- *potencia de salida requerida"*

Ya se han definido estos tres aspectos en los puntos anteriores, así que a partir de ahora se analizarán las diferentes posibilidades presentadas en el bloque anterior, y teniendo en cuenta las tres propiedades nombradas hace un instante y los requerimientos de tecnología apropiada o tecnología para el Desarrollo Humano (TpDH) que se desean para el uso de este motor se definirá el diseño más apropiado.

Existen estudios, como el realizado por Kongtragool y Wongwises que estudiaron motores Stirling alimentados por energía solar y bajas diferencias de temperatura. Los resultados de su estudio les llevaron a afirmar que los motores Stirling trabajando con pequeñas diferencias de temperatura son potencialmente atractivos, especialmente los alimentados por energía solar con bajas diferencias de temperatura, con eje vertical accionamiento de doble efecto y configuración gamma. Se realizara un análisis de los puntos expuestos en el bloque anterior para justificar esa elección, y ver si realmente esta configuración es la más adecuada para esta aplicación.

D.4.1. MODO FUNCIONAMIENTO

Con los requerimientos que se tienen hasta ahora, parece intuitivamente que un funcionamiento con pistones de doble efecto puede resultar interesante, aunque rápidamente se comprobara que no lo es tanto. Este tipo de motores de forma inherente con su naturaleza poseen varios espacios de trabajo. Y en consecuencia aumenta las dificultades en su diseño y fabricación debido a los conductos que unirán estos espacios; además de un aumento considerable de las partes móviles del motor, especialmente en el mecanismo que comande el movimiento de dichos espacios de trabajo.

Cabe destacar, que con varios espacios de trabajo, será necesario multiplicar los cierres herméticos y requerimientos de sellado, con la correspondiente complicación y aumento del precio que esto conlleva.

Así pues, para la aplicación deseada, al no tener limitaciones de espacio a la hora de definir el motor, será mucho más adecuado el uso de un motor de simple efecto, con un solo espacio de trabajo aunque las dimensiones sean mayores. Consiguiendo así, respecto al motor de doble efecto, reducir su complicidad de diseño, fabricación, con los respectivos ahorros de coste en este aspecto; además de una considerable reducción del mantenimiento necesario y su coste asociado.

D.4.2. CONFIGURACIÓN CILINDROS

Inicialmente parece razonable plantearse que la configuración más adecuada en este caso es la alfa, debido a su sencillez conceptual. Pero esta sencillez no resulta así a la hora de fabricar un motor de estas características. Al funcionar con dos pistones, los cierres hermeticos para evitar las fugas de fluido se duplican, por lo tanto, el diseño y fabricación del motor también lo hacen y en consecuencia los costes, así se descartará esta aplicación, ya que se disponen de otras configuraciones con las que obtener los resultados deseados con mayor sencillez.

Se plantea ahora la configuración con pistón y pistón desplazador. Esta es la configuración más utilizada en motores de poca potencia, pero también se utiliza en los de potencias superiores. Dentro de esta arquitectura de motores existen dos alternativas: la beta y la gamma.

La primera de ellas, de cilindro único, es la que más se ha utilizado por casas como Philips en los desarrollos de sus motores, y la configuración del primer motor Stirling diseñado por Robert Stirling en 1816. Esta es la configuración que mejores valores de eficiencia ofrece, pero su disposición es relativamente complicada de fabricar. Los vastagos coaxiales y sobre todo el mecanismo necesario para mover los pistones en un solo cilindro, complican esta configuración como para poder descartarla.

Y puede ser descartada porque existe otra configuración, gamma, que es más adecuada todavía. Esta es la configuración más apropiada para su uso con bajas diferencias de temperatura y alimentación solar. Ofrece mucha más liberad en el diseño de la transmisión hacia un eje giratorio y facilita la construcción y el montaje.

Como ya se ha explicado, en esta configuración, de pistón-desplazador**,** uno de los émbolos es un pistón y el otro es un desplazador. Con esta configuración, la presión del fluido está soportada sólo por un pistón, que además, trabaja a baja temperatura, lo que reduce mucho el problema de estanqueidad y requerimientos estructurales. Siendo además el desplazador más ligero que un pistón, se disminuye la masa oscilante y las vibraciones, reduciéndose en consecuencia las dimensiones de cojinetes, bielas….También , como se demostrará en el siguiente punto, las posibilidades de mecanismos para esta configuración son muy variadas y con poseen grandes ventajas.

La configuración gamma de doble efecto posee teóricamente la mayor eficiencia mecánica posible. Además esta configuración presenta una buena autopresurización. No obstante, ya se ha descartado el modo de funcionamiento de doble efecto.

Dentro de los motores gamma de simple efecto, cabe destacar el de pistón libre, que puede resultar muy interesante para el uso con alternadores lineales. Existen estudios que a través de la extrapolación de resultados nos muestran que la generación lineal es capaz de mejorar los buenos ítems de rendimiento conocidos de los MCS sin pistón libre.

Dentro de este tipo de motores, para aplicaciones con no gran diferencia de temperatura, destaca el motor con funcionamiento a partir de un cigüeñal simple, en el que sólo el pistón de potencia es conectado al volante de inercia, denominado y ya explicado motor Ringbom. Este es el más utilizado habitualmente. En esta disposición, se utiliza un vástago de desplazador pequeño

y de gran diámetro en una guía fija bien mecanizada para reemplazar el vástago de acoplamiento del desplazador.

Pero la poca experiencia con alternadores lineales, y ligera complicación de la generación eléctrica, hace que este sistema sea descartado.

Así que se tendrá en cuenta el motor cinemático; en el que tanto el desplazador como el pistón de potencia están conectados al volante de inercia. Algunas de las características de estos motores son las siguientes:

- Relación entre los volúmenes barridos por el desplazador y el pistón de potencia es grande.
- Diámetro del cilindro del desplazador y de este grande.
- Desplazador corto.
- Carrera del desplazador corta.
- Velocidad de operación baja.

Así que este tipo de motor, será el que se tenga en consideración para el proyecto. Su elección viene dada por algunas ventajas como: atractivos costes de ciclo de vida, largos periodos de tiempo sin necesidad de mantenimiento. El problema de este tipo de motores es conseguir la estanqueidad, aunque es un problema menor que en el resto de disposiciones estudiadas.

Para fabricar la zona caliente del motor, resulta interesante el acero inoxidable, debido a sus características térmicas. Como los utilizados para la construcción de las cazuelas de concia. El resto del motor no tiene esos requerimientos tan exigentes como la zona caliente, y pueden ser realizados de acero, aluminio, hierro fundido u otros materiales disponibles en las zonas de implantación de esta tecnología.

D.4.3. MECANISMO DEL MOTOR

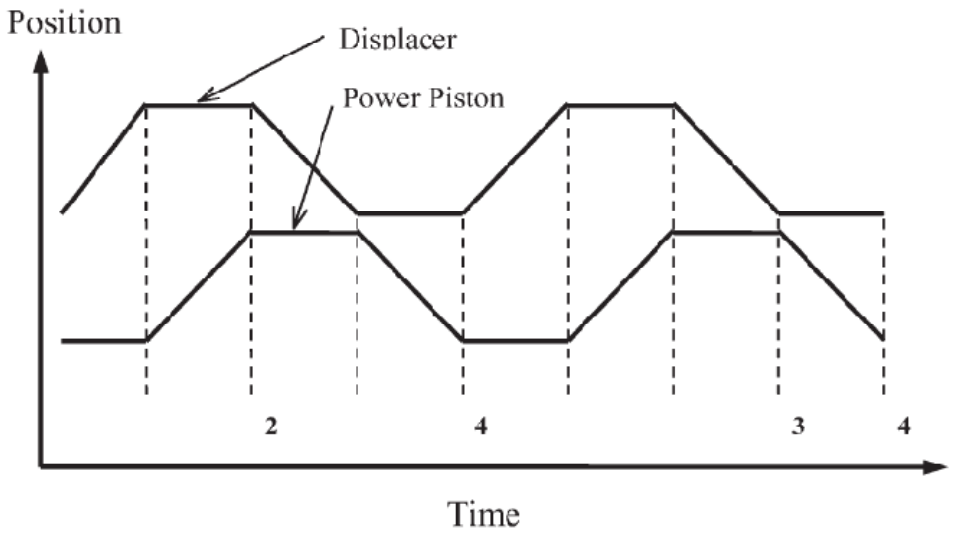


Fig.D 8 Diagrama de movimiento ideal de un Motor Stirling con configuración gamma.

El movimiento del pistón de potencia y el desplazador requiere una relación entre ambos fuera de fase. Existe un valor para ese espacio en el tiempo y el desplazamiento, en el cual el desplazador y el pistón de potencia no se mueven en la misma dirección al mismo tiempo. Para obtener ese movimiento fuera de fase, el intervalo entre desplazador y pistón debe estar entre 60-120° de desfase, con la carrera del desplazador siempre por delante del pistón de potencia. La función del desplazador es transferir el fluido de trabajo desde un extremo del cilindro hasta el otro. La función del pistón de potencia es convertir la expansión del fluido de trabajo a alta presión y la compresión a baja temperatura en movimiento por medio del cigüeñal y el volante de inercia. Podemos ver en las siguientes figuras la diferencia entre al movimiento ideal de un motor gamma y el movimiento sinusoidal que se puede conseguir con un movimiento ideal.

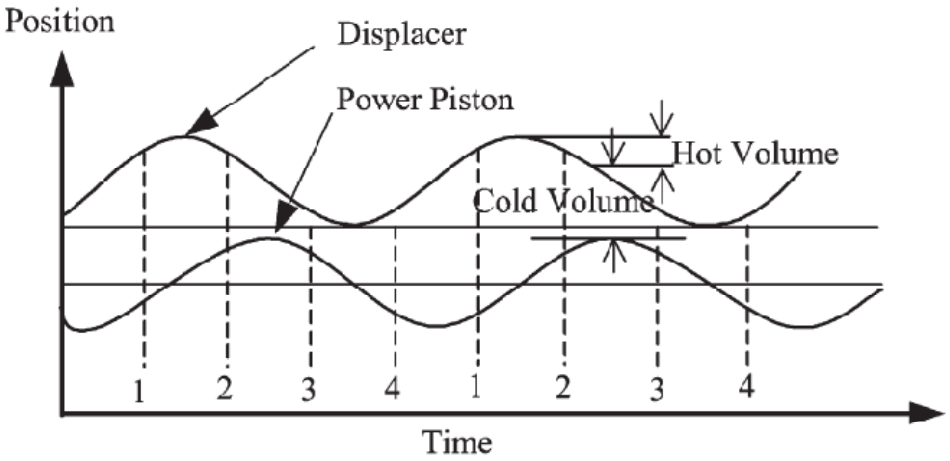


Fig.D 9 Diagrama de movimiento sinusoidal de un MCS Gamma con 90º de ángulo de fase

Ya se han presentado en el bloque anterior las diferentes posibilidades que existen en el mecanismo mecánico y configuración de un MCS. Es necesario pues determinar cómo será la unión entre pistones o pistón y desplazador.

Existen por lo menos dos posibilidades de conseguir que los dos componentes del motor se muevan como nosotros deseamos. Primero pueden unirse por medio de manivelas conectadas a un cigüeñal común, o simplemente mediante mecanismos de biela-manivela como generalmente se hace con los motores de automoción. Como segunda opción se pueden utilizar las fuerzas del gas con un diseño cuidadoso con el que conseguiremos que el desplazador rebote gracias a los cambios en el gas, con el desplazador siempre por delante del pistón de potencia en sus oscilaciones dentro y fuera. El primero de estos métodos puede denominarse como mecanismo conductor de cigüeñal, o Stirling cinemático y es un método más sencillo de comprender. El segundo de los métodos, el cual utiliza movimientos del pistón y desplazador a saltos es el que ya se había denominado como Stirling de pistón libre. El primero de los mecanismos es más fácil de entender, pero no así de construir y hacer funcionar, mientras que con el pistón libre sucede lo contrario, puede resultar más difícil de entender, pero más sencillo de construir en muchas de sus formas. Pero como ya se ha concluido, este segundo tipo de motor se descarta debido a su salida de potencia alternativa.

Se ha decidió aplicar un mecanismo con salida de potencia rotativa; es la forma más empleada y mejor estudiada. La mayoría de dispositivos receptores de potencia disponen de entrada rotativa, con lo que se facilitará así la posibilidad de sustituir el elemento generador de electricidad en caso de fallo de este.

La transmisión de potencia rotativa requiere un sistema que transforme el movimiento lineal del pistón en rotativo. Este sistema mecánico se puede aprovechar para dar a los dos émbolos del motor un movimiento aproximadamente senoidal y con un desfase fijo. La transmisión lineal de potencia, en cambio, no tiene manera de mantener una ley de movimientos relativos fija entre los émbolos.

El acoplamiento mecánico, a la vez que permite la transmisión de la potencia, de forma directa determina la ley de movimientos relativos entre los dos émbolos. Para hacer que esta ley sea cíclica es casi indispensable que el mecanismo culmine en algún elemento rotativo, y en consecuencia este tipo de motores son siempre de potencia rotativa. La rotación puede transmitirse al exterior mediante un árbol que sobresale de la carcasa, o bien, por arrastre magnético entre dos platos imantados separados por una pared. Esta última configuración permite el hermetismo de la carcasa, la cual puede ser presurizada, pero complica demasiado técnicamente el dispositivo.

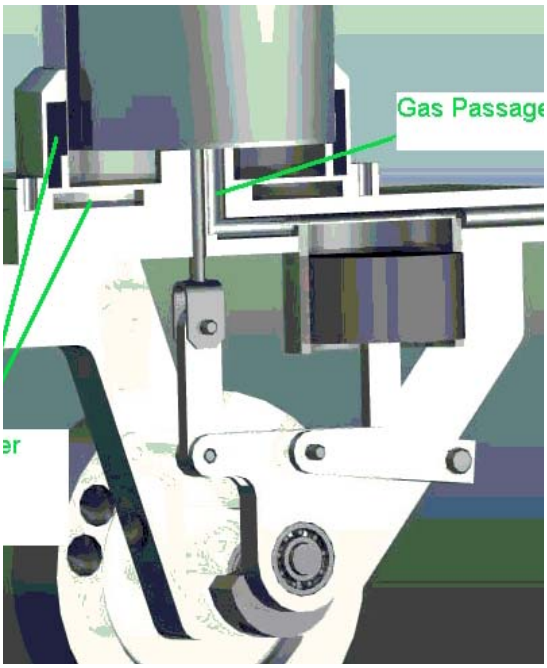


Fig.D 10 Mecanismo de Yugo de Ross en un motor Gamma de simple efecto

Ya esta decidió pues, la utilización de un motor gamma, con acoplamiento mecánico entre sus émbolos y salida de potencia rotativa. Ahora bien, debe definirse el mecanismo que llevará a cabo esta unión mecánica. Tras el estudio de los mecanismos definidos en el bloque C, se ha decido que el mecanismo a utilizar en este motor será el Yugo de Ross.

Este mecanismo fue inventado por Andy Ross, se caracteriza por no poseer ningún movimiento lateral, en la disposición que se trata, ningún movimiento horizontal. Por lo tanto no existen fuerzas laterales en los cilindros o pistones. Solamente esta característica, es suficiente para adoptar este mecanismo con el que comandara el motor que se está diseñando. La ausencia de fuerzas laterales en el funcionamiento disminuye los esfuerzos y rozamientos que soportará el motor, con la consecuente reducción de mantenimiento necesario y aumento de la vida útil del motor.

D.4.4. INTERCAMBIADORES DE CALOR

Estos son importantísimos en el motor Stirling, se hará una pequeña introducción, y se dejará para próximos trabajos el diseño de estos, cuando se analicen los flujos de calor necesarios para el funcionamiento del motor.

D.4.4.1. CALENTADOR

Según la localización del calentador, se pueden distinguir tres casos:

04. El calentador es exclusivamente el mismo cilindro de expansión
05. El calentador comprende el cilindro de expansión y un calentador auxiliar.
06. El calentador es exclusivamente un calentador auxiliar.

La primera opción sólo está presente en pequeños motores demostrativos, en los que el rendimiento no es importante; el cilindro ofrece poca superficie de contacto con el gas, hecho que dificulta mucho la transmisión de calor. La segunda opción, o mixta, es la más utilizada; en este caso el calentador auxiliar realiza el intercambio mayoritario de calor, mientras que el cilindro, también caliente, completa la transmisión. Es la solución que ofrece mejor rendimiento térmico. Por último, el tercer caso se utiliza cuando se quiere reducir el coste del acero empleado en el cilindro; el calentador auxiliar realiza todo el intercambio, mientras que el cilindro se mantiene refrigerado por agua. Su rendimiento térmico no es tan bueno.

Podemos encontrar calentadores de aletas o tubulares, como se ve en la figura:

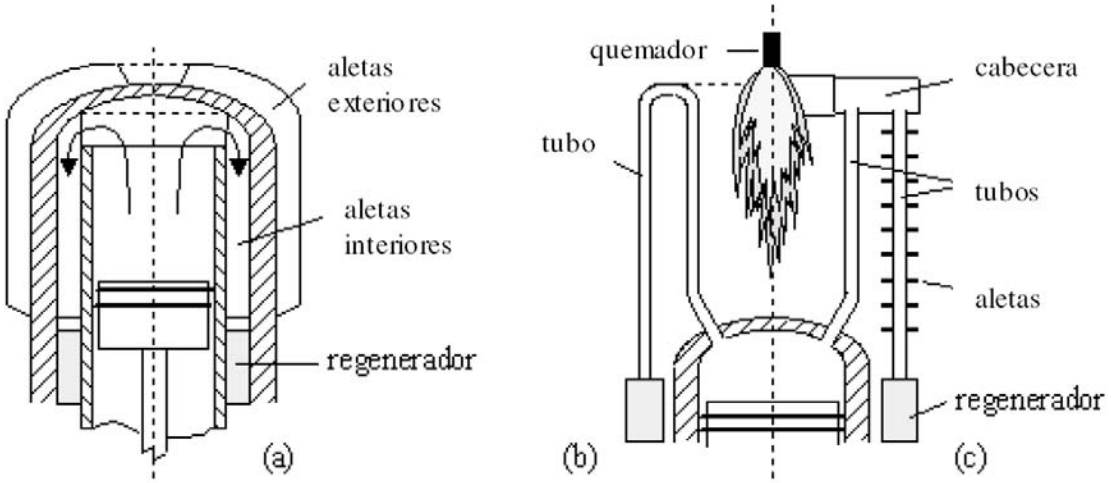


Fig.D 11 Calentadores de motor Stirling de combustión.

a) Aletas, b) tubular tipo capilar, c) Tubular de tipo cabecera

Los calentadores de aletas son muy compactos y de fácil construcción, pero su rendimiento en la transmisión no es muy elevado. Por esta razón se utilizan en motores de menos de 1kW. Como el caso que se está tratando, debido a la sencillez y fácil construcción resultaría una buena opción, a pesar de un cierto descenso en el rendimiento de la transmisión de calor, en este caso son más importantes otros factores como la fabricación del dispositivo.

D.4.4.2. REFRIGERADOR

A pesar de ser un elemento de bajo coste y de diseño relativamente sencillo, el refrigerador es tan importante como el calentador en los motores Stirling, sobre todo si se tiene en cuenta que debe evacuar casi el 50% de la energía que el motor recibe, y que lo debe hacer a la menor temperatura posible; ya que como se ha comentado, a menor temperatura, mejor rendimiento térmico se obtendrá, y menos se deteriorarán las juntas y gomas del motor.

Si se refrigera con agua, presenta una transferencia de calor muy buena. La refrigeración con aire requiere más salto térmico. El proceso crítico en el diseño suele ser la transferencia con el exterior. Casi todos los diseñadores de motores han adoptado la refrigeración por agua. Pero como ya se ha comentado, esto dependerá de la disponibilidad de esta, tanto en cantidad como en temperatura a la que puede obtenerse.

El cilindro de compresión y el refrigerador auxiliar, anexo a éste (si existe), forman el conjunto del refrigerador y su forma dependerá del tipo de refrigeración que se haga:

c. *Refrigeración por agua:* si se dispone de una fuente inagotable el agua a temperatura ambiente (rio, lago, red pública…), sólo hace falta bombearla por el interior del refrigerador. Es la solución más eficiente, pero sólo es utilizable en motores estacionarios. Como el que se esta tratando, esta sería una buena solución pensando en zonas andinas, ya que además de refrigerar el motor, sería útil para calentar agua que podría ser utilizada en diferentes aplicaciones domésticas, e incluso productivas dependiendo de la situación.
d. *Refrigeración por aire:* en la mayoría de casos la refrigeración por agua continua no es posible, sea por la no-estacionalidad del motor, sea por la ausencia de una fuente viable. Entonces hace falta transmitir el calor al aire, y esto se puede hacer de dos maneras:
    - *Convección directa* con el aire mediante aletas metálicas: la convección puede ser natural o forzada. Es una transmisión poco eficiente y sólo se utiliza en pequeños motores demostrativos o bien en motores lentos y no presurizados que hayan de funcionar desasistidos durante largos periodos de tiempo. Pensando en localizaciones andinas, puede ser una buena opción, debido al frío viento de zonas con grandes altitudes y claro está, debido a su sencillez.
    - *Circuito de agua con radiador:* es la solución más utilizada, debido a su eficiencia de transmisión y a la libertad de movimiento que da al motor. Sólo presenta el inconveniente de consumir energía para bombear el agua e impulsar el aire. Opción que se descarta para esta aplicación, debido a la complicación del sistema (sobre todo si se utiliza con algún tipo de refrigerador que no sea agua) y al consumo extra que se añade al sistema debido al bombeo.

D.4.5. REGENERADOR

Este es, quizá, el elemento más importante y característico de los MCS, estos nacieron al desarrollarse el ciclo regenerativo, con lo cual, es la base de estos ciclos termodinámicos. El diseñó del regenerador solamente, bien podría ocupar un proyecto entero, así que se plantearán varias posibilidades. Existen varios tipos de materiales que pueden ser utilizados para la matriz del regenerador, como pueden ser: virutas de acero, filtros de acero, mallados de alambre o muelles, bolitas metálicas, laminillas de metal, algodón de acero o aletas paralelas…. Materiales como el latón laminado pueden ser útiles y fáciles de conseguir.

En la aplicación que se está tratando, se ha decidió utilizar un regenerador con una matriz de estropajo de acero, ya que es algo fácil de conseguir y barato. Se verá reducida así la complicación del diseño del regenerador.

Fig.D 12 Estropajo de acero para el regenerador

D.4.6. FLUIDO DE TRABAJO

Una de las claves para el éxito de estos motores es tener unos buenos intercambios de calor con el fluido de trabajo. Un buen intercambio de calor necesita de un elevado flujo de masa, entonces se utilizan fluidos de menor viscosidad para reducir las pérdidas del bombeo, altas presiones para reducir el flujo requerido o una combinación de ambos aspectos.

El fluido de trabajo de un ciclo Stirling debe tener las siguientes propiedades termodinámicas, de trasferencia de calor y dinámicas:

v. Alta conductividad térmica.
vi. Alta capacidad calorífica.
vii. Baja viscosidad.
viii. Baja densidad.

Para un mejor rendimiento del sistema además de estas características debemos tener en cuenta la disponibilidad, coste, seguridad en el funcionamiento y requerimientos de almacenaje como otros aspectos importantes del fluido. Estos aspectos son todavía más importantes teniendo en cuenta el objetivo final de este proyecto. Por ello, ya puede intuirse, de todos los fluidos planteados en el bloque anterior cual va a ser el que más posibilidades tiene, y claramente es el aire. Ya que es gratis, seguro y disponible en todo el mundo. Pero a pesar de estas ventajas, se estudiarán otras características, para ver si la elección es correcta.

De la figura C.26, pueden extraerse la siguientes conclusiones:

- Para iguales velocidades se tiene: $\eta_{aire} < \eta_{helio} < \eta_{hidrógeno}$
- Para idénticas velocidades se tiene: $P_{esp}(aire) < P_{esp}(helio) < P_{esp}(hidrógeno)$

Pero también puede observarse que para velocidades bajas, 150-400rpm, la potencia especifica obtenible con los diferentes gases no es tan diferente, aunque el rendimiento es penalizado en el caso del aire, es posible obtener unas potencias muy similares utilizando un fluido u otro. Lo que apoya la afirmación de utilizar aire, demostrando que en funcionamiento con bajas velocidades no es tanta la diferencia de utilizar un fluido u otro.

Todavía recibe más apoyo la afirmación de utilizar aire, si se observan las conclusiones obtenidas de las gráficas C.27 y C.28. En ellas se observa que para modelos adiabáticos, y sobre todo en el caso de los trabajos, como el aire y el hidrógeno son los que mayores trabajos desarrollan. Esto es debido a que para transformaciones isotermas todos los fluidos generan

prácticamente el mismo trabajo, pero para transformaciones adiabáticas el hidrógeno y el aire no pierden tanto trabajo.

Pero realmente para decidir cuál es el fluido más adecuado se tienen que valorar otros parámetros a parte del rendimiento y trabajo, como se ha hecho al principio de este punto. Con lo cual, se concluye que el aire es el fluido más apropiado para esta aplicación.

Cabe destacar que puede ser interesante el uso de fluidos compuestos , por ejemplo aire con un poco de agua, pero la modelización se complica, y deben tenerse en cuenta estos aspectos a la hora de diseñar. Ya que solo se conocen experiencias empíricas….

D.4.7. CONTROL DE POTENCIA Y VELOCIDAD

Como ya se ha dicho al principio de este bloque, este será un punto que se sale del alcance de este proyecto, pero se harán unas pequeñas aportaciones. Esta aplicación necesita de una velocidad constante. Así que lo más fácil para este sistema es definir unas características de trabajo idóneas, temperaturas, par de salida… e intentar mantenerlas invariantes en la medida de lo posible. Como ejemplo para regular la velocidad a la que girará el motor, puede utilizarse variaciones de carga en el generador, consiguiendo con ellas una variación en el par resistente de este, que provocará a su vez que la velocidad de funcionamiento del motor se vea alterada. Esto puede conseguirse con resistencias eléctricas sumergidas en agua o al aire.

D.5. VALORES ANALÍTICOS

A continuación se aplicarán todos los conocimientos expuestos a lo largo del trabajo para el caso que centra el estudio de este desarrollo. Es decir, se tratara de realizar un prediseño del Motor Stirling para generación de electricidad en comunidades rurales aisladas a partir de una alimentación solar. Se conocen los requerimientos necesarios para que el motor sea viable, y se ha deducido a partir de la discusión anterior que la mejor configuración para esta aplicación **es un motor gamma de simple efecto, funcionando con aire y como mecanismo de arrastre un Yugo de Ross.** Además se han definido las condiciones de funcionamiento como:

- Temperatura caliente: 90°C = 363 K.
- Temperatura fría, la del ambiente, considerado como 20^{0}C = 293K.
- Presión media, la atmosférica: 1 atm = 0,1 MPa.
- Velocidad de funcionamiento 350 rpm.
- Aire como fluido de trabajo.
- Potencia de salida deseada: 160W

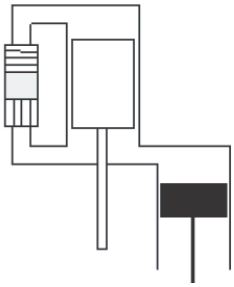


Fig.D 13 Configuración GAMMA

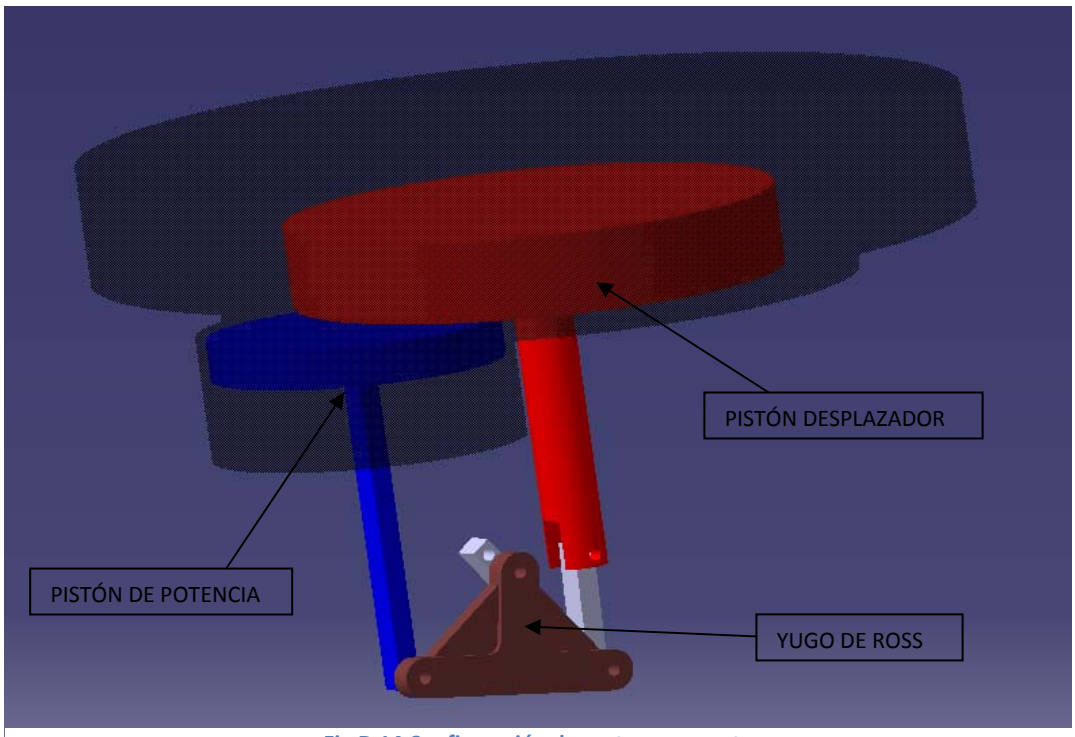


Fig.D 14 Configuración de motor propuesta

Con ello ya se puede comenzar el análisis del motor.

Se podría tomar como análisis inicial el desarrollado por Beale, este describió un número experimental para estimar la potencia de salida en el cigüeñal. Pero como ya se ha comentado, los valores conocidos del número de Beale, han sido obtenidos para motores trabajando a altas temperaturas, unos 650°C o más. Con lo cual, para el caso que importa a este trabajo, no será una buena aproximación utilizar el número de Beale para obtener las primeras conclusiones del diseño.

Aplicando el nº de West, puede intuirse la dimensión necesaria de volumen barrido por el espacio de expansión.

$$W_S = \frac{P_i}{P_{mean} \cdot V_{swe} \cdot N \left(\frac{T_E - T_C}{T_E + T_C}\right)} \quad (\boldsymbol{D.3})$$

A continuación se explicarán los modelos matemáticos desarrollados en el bloque B y como se resolverán para la configuración a tratar. Como se sabe, este tipo de motores no poseen válvulas que dirijan los flujos del fluido de trabajo, y la mecánica del movimiento de los pistones es razonablemente simple; así que resulta sorprendente la simulación computacional de la termodinámica del fluido de trabajo en este proceso resulte tan complicada. Muchos de los componentes son aplicados como complejas aproximaciones, que realizadas bajo procesos muchas veces poco intuitivos. Esto ayuda a explicar que al contrario que los motores de combustión interna, los motores Stirling no pueden ser diseñados con un tamaño por medio de una fórmula y después escalados hasta el tamaño deseado. El diseño de un motor Stirling real, debe comenzar con una estimación y terminar con una aproximación. Aún así, puede diseñarse el motor exacto que se desea construir, aunque con una gran dificultad. Puede realizarse una estimación razonable del rendimiento global que se desea alcanzar y entonces a partir de principios de escalado y semejanza llevarlo hasta el diseño propuesto con cierta probabilidad de éxito. El éxito o fallo del dispositivo final depende del cuidado y las consideraciones asumidas para tres tipos de irreversibilidades del motor:

- Fricción en todas sus formas.
- Pérdidas térmicas en sus diferentes formas.
- Rendimiento de los intercambiadores inadecuados.

Todo esto unido a la atención prestada al circuito del fluido en sí mismo.

D.5.1 ANALISIS ISOTERMO IDEAL

Como ya se comento en el bloque 2, este es el análisis inicial para el estudio de un motor Stirling. Así pues, el primer punto a tratar será el Análisis Ideal Isotermo. Aplicando a este análisis isotermo el análisis de Schmidt, el cual considera una variación sinusoidal de los volúmenes de trabajo, nos encontramos con el comúnmente denominado “Análisis Clásico Ideal de los Motores Stirling”.

Desafortunadamente este análisis de Schmidt nos lleva más hacia una solución cerrada que a la predicción del ciclo real, de todos modos, puede utilizarse como punto de comienzo para llegar finalmente a una aproximación más realista.

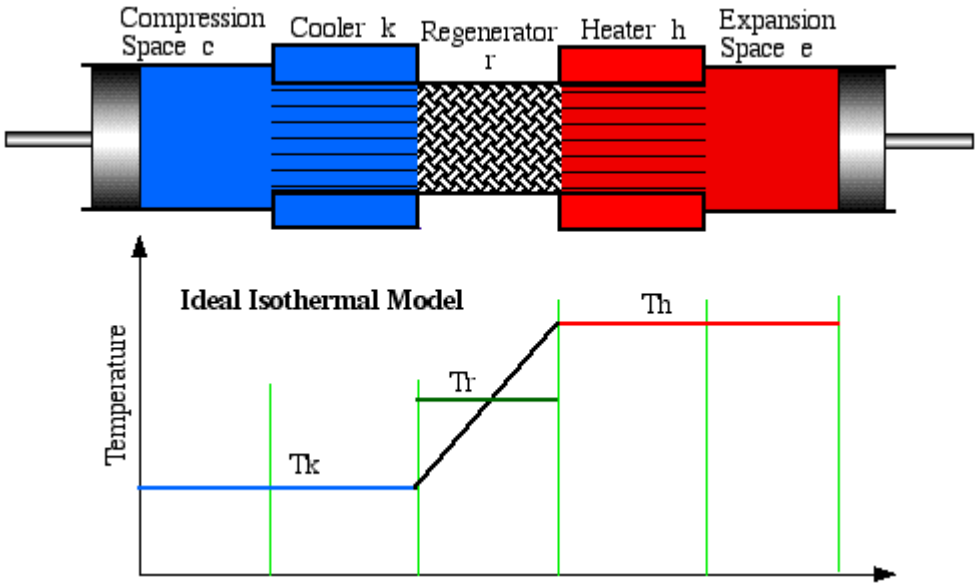


Fig.D 15 Modelo para el análisis Ideal Isotermo de un motor Stirling

La principal suposición de este análisis es que el gas en el espacio de trabajo y el calentador se mantiene a la temperatura constante de la fuente caliente y el gas en la zona de compresión y refrigerador lo hace a la temperatura fría inferior. Esta suposición isoterma hace posible conseguir una expresión simple para la presión del gas de trabajo en función de las variaciones de volumen. Es aquí donde entran las suposiciones de Schmidt, el cual asume que los volúmenes dentro de los espacios de trabajo cambian sinusoidalmente.

Esta suposición de espacios de trabajo isotermos implica que los intercambiadores de calor (incluido el regenerador) son perfectos. El motor es considerado como un modelo de cinco componentes conectados en serie; que son espacio de compresión c, refrigerador k , regenerador r, calentador h y espacio de expansión. Cada uno de los componentes, es considerado como una entidad o celda homogénea, el gas en ellos es representado por la masa instantánea, temperatura T, volumen V y presión p, con los sufijos c,k,r,h y e para cada celda específica.

Tal y como se ha desarrollado en el bloque B, se comienza considerando la masa de gas total del motor constante:

$$M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e \quad (\boldsymbol{D.4})$$

Y a partir del desarrollo en el que se aplica, la ecuación de los gases perfectos y balance de energía, llegaremos a la siguiente expresión de la presión:

$$P = M \cdot R \cdot \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \cdot ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{(T_h - T_{k)}} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)^{-1} \quad (\boldsymbol{D.5})$$

El trabajo realizado por el sistema a través de un ciclo completo es dado por la integral cíclica de p·dV

$$W = \oint p dV_c + \oint p dV_e$$

$$W = \oint p \left(\frac{dV_c}{d\phi} + \frac{dV_e}{d\phi}\right) d\phi, \ siendo\ \phi = ángulo\ del\ cigüeñal \quad (\boldsymbol{D.6})$$

Se demostró también, que analizando las transferencias de calor en todo el ciclo completo, el calor transferido en los tres intercambiadores es cero. Así pues:

$$Q_c = W_c\ (\boldsymbol{D.7})$$
$$Q_e = W_e\ (\boldsymbol{D.7'})$$
$$Q_r = 0\ (\boldsymbol{D.7''})$$
$$Q_k = 0\ (\boldsymbol{D.7'''})$$
$$Q_h = 0\ (\boldsymbol{D.7''''})$$

Este resultado implica que los intercambiadores de calor son redundantes, todos los intercambios de calor con el exterior necesarios tienen lugar en los alrededores de los espacios de trabajo. Esta aparente paradoja es un resultado directo del modelo isotermo, en el cual los espacios de compresión y expansión son mantenidos a las temperaturas respectivas del calentador y refrigerador. Obviamente, esto no puede ser correcto, ya que las paredes del cilindro no están diseñadas para transferencias de calor. En las máquinas reales, los espacios de compresión y expansión tenderán más a adiabáticos que isotermos, lo que implica que el flujo neto de calor a lo largo de todo el ciclo, debe ser suministrado por los intercambiadores de calor. Lo cual será resuelto al considerar el Modelo Adiabático Ideal en el siguiente punto del trabajo.

Para resolver las ecuaciones anteriores, que se resumen a continuación, es necesario especificar las variaciones del volumen de los espacios de trabajo V_e y V_c a partir de sus respectivas derivadas dV_c y dV_e en función al ángulo del cigüeñal θ.

$$\boxed{P = M \cdot R \cdot \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \cdot ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{(T_h - T_{k)}} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h}\right)^{-1} ; Presión\ (\boldsymbol{D.5})}$$

$$\boxed{Q_e = W_e = \oint p \left(\frac{dV_e}{d\theta}\right) d\theta\ ;\ \ Calor\ transferido\ (\boldsymbol{D.8})}$$

$$\boxed{Q_c = W_c = \oint p \left(\frac{dV_c}{d\theta}\right) d\theta\ (\boldsymbol{D.9})}$$

$$\boxed{W = W_e + W_c;\quad Trabajo\ relizado\ (\boldsymbol{D.6})}$$

$$\boxed{\eta = \frac{W}{Q_e};\quad \text{Eficiencia}\ \ (\boldsymbol{D.10})}$$

Una vez conocidas las variaciones de volumen de los espacios de trabajo en función del ángulo del cigüeñal, el conjunto de ecuaciones anterior podrá ser resuelto por medio de una integración numérica. Para conocer esas variaciones de volumen se aplicara el ya conocido análisis de Schmidt.

D.5.2 YUGO DE ROSS

Se conoce el mecanismo que hará funcionar el motor, así que se hallaran las variaciones de volumen en función a este mecanismo. Ya se explico el análisis de Schmidt, que define movimientos sinusoidales en los espacios de trabajo, pero en este caso se ajustará el movimiento al mecanismo seleccionado.

Para el análisis, son necesarias las derivadas de las variaciones de volumen V_c y V_e. en función del ángulo del cigüeñal o manivela $\left(\frac{dV_e}{d\theta}\right)$ y $\left(\frac{dV_c}{d\theta}\right)$. En el diagrama inferior pueden apreciarse los dos componentes básicos del yugo de Ross, la manivela y el yugo. El ángulo de la manivela se define positivo en el sentido de las agujas del reloj comenzando desde la horizontal como se muestra en el diagrama. Se observa que y_c e y_e representan respectivamente el desplazamiento de los pistones de compresión y expansión, x el desplazamiento del centro del yugo en la base de este, todos medidos desde el eje de la manivela. La suposición básica de este análisis es que los movimientos laterales de los vástagos conectados a los extremos del yugo, así como el centro del yugo en la base de este tienen unos movimientos laterales insignificantes.

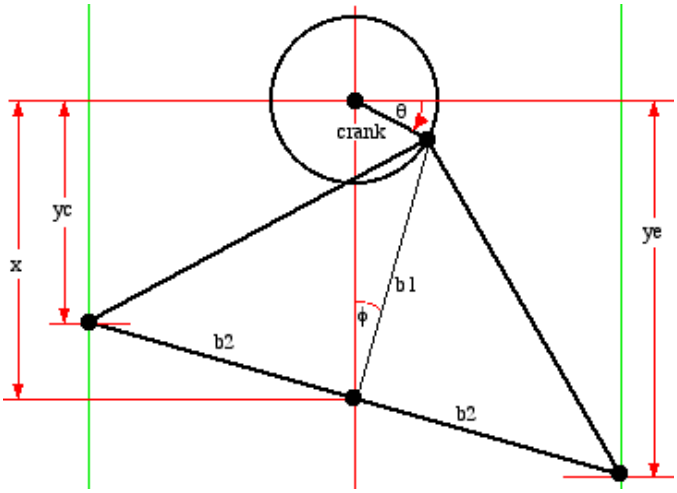


Fig.D 16 Mecanismo de Ross

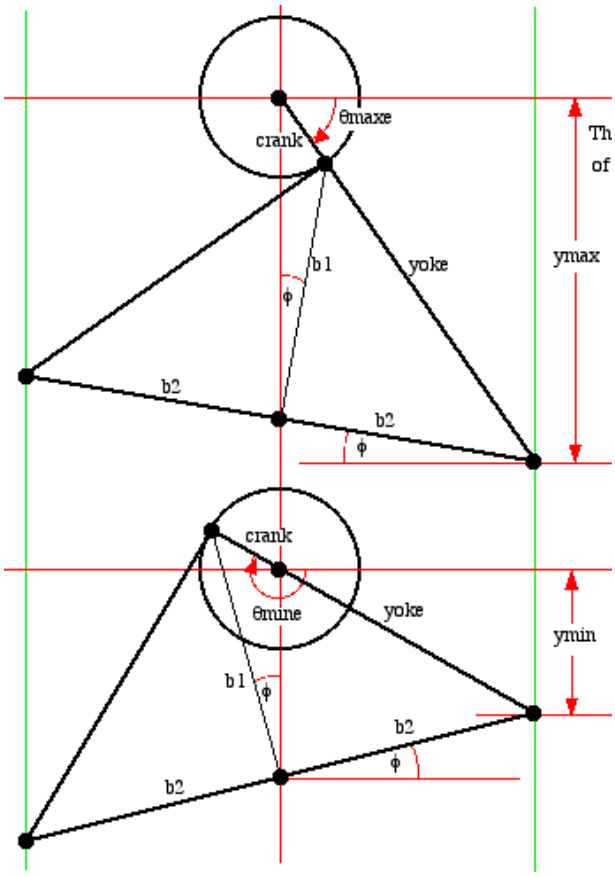
Las relaciones geométricas que pueden extraerse del diagrama:

$$x = crank \cdot \sin\theta + b1 \cdot \cos\phi$$
$$b1 \cdot \sin\phi = crank \cdot \cos\theta$$
$$b1 \cdot \cos\phi = \sqrt{b1^2 - crank^2 \cdot \cos^2\theta}$$
$$b\theta = \sqrt{b1^2 - crank^2 \cdot \cos^2\theta}$$
$$x = crank \cdot \sin\theta + b\theta$$
$$y_e = x + b2 \cdot \sin\phi = x + crank\frac{b2}{b1}\cos\theta$$

$$y_e(\theta) = crank\left(\sin\theta + \frac{b2}{b1}\cos\theta\right) + b\theta \quad (\boldsymbol{D.11})$$
$$y_c(\theta) = crank\left(\sin\theta - \frac{b2}{b1}\cos\theta\right) + b\theta \quad (\boldsymbol{D.12})$$

Se considerarán ahora los desplazamientos máximos y mínimos de los pistones de compresión y expansión. Destacar que se dan respectivamente cuando el brazo de la manivela se alinea con una de las caras del yugo.

Al considerar que no existen desplazamientos laterales, esto implica:



$$b2 \cdot \cos\phi = b2$$
$$yoke = \sqrt{b1^2 + b2^2}$$
$$y_{max} = \sqrt{(yoke + crank)^2 - b2^2} \ (\boldsymbol{D.13})$$
$$\theta_{maxe} = \sin^{-1}\left(\frac{y_{max}}{yoke + crank}\right) \ (\boldsymbol{D.14})$$
$$\theta_{maxc} = \pi - \theta_{maxe} \ (\boldsymbol{D.15})$$

$$y_{min} = \sqrt{(yoke - crank)^2 - b2^2} \ (\boldsymbol{D.16})$$
$$\theta_{mine} = \pi + \sin^{-1}\left(\frac{y_{min}}{yoke - crank}\right) \ (\boldsymbol{D.17})$$
$$\theta_{minc} = 3\,\pi - \theta_{mine} \ (\boldsymbol{D.18})$$

Fig.D 17 Recorridos máximos del Yugo de Ross

Para poder completar el conjunto de ecuaciones que nos permita definir las variaciones de volumen y sus derivadas, necesitamos los valores de áreas de los pistones A_c , A_e, los volúmenes muertos, V_{clc} y V_{cle}. Así, el conjunto de ecuaciones necesarias para resolver las variaciones de volumen a partir de un mecanismo de Yugo de Ross serán:

$$b\theta = \sqrt{b1^2 - crank^2 \cdot \cos^2\theta} \ (\mathbf{D.19})$$
$$y_{min} = \sqrt{(yoke - crank)^2 - b2^2} \ (\boldsymbol{D.16})$$
$$y_e(\theta) = crank\left(\sin\theta + \frac{b2}{b1}\cos\theta\right) + b\theta \ (\boldsymbol{D.11})$$
$$y_c(\theta) = crank\left(\sin\theta - \frac{b2}{b1}\cos\theta\right) + b\theta \ (\boldsymbol{D.12})$$

$$V_e = V_{cle} + A_e(y_e - y_{min}) \ (\boldsymbol{D.20})$$

$$V_c = V_{clc} + A_c(y_c - y_{min}) \ (\boldsymbol{D.21})$$

$$\frac{dV_e}{d\theta} = A_e \cdot crank\left(\cos\theta - \frac{b2}{b1}\sin\theta + \frac{crank \cdot \sin\theta \cdot \cos\theta}{b\theta}\right) \ (\boldsymbol{D.21})$$
$$\frac{dV_c}{d\theta} = A_c \cdot crank\left(\cos\theta + \frac{b2}{b1}\sin\theta + \frac{crank \cdot \sin\theta \cdot \cos\theta}{b\theta}\right) \ (\boldsymbol{D.22})$$

D.5.2.1. TRABAJO INDICADO, POTENCIA Y EFICIENCIA

El trabajo indicado, es decir el área del diagrama P-V, en los espacios de expansión y compresión puede ser calculado como una solución analítica de las ecuaciones presentadas en el bloque B. Pero las consideraciones que Así pues, puede expresarse el trabajo indicado en el espacio de expansión W_e (J), en base a la presión media P_{mean}, como puede verse a continuación:

$$W_e = \oint p dV_e = \frac{P_{mean} V_{swe} \pi c \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \quad (\boldsymbol{D.23})$$

De la misma forma para el espacio de compresión puede obtenerse W_c (J) :

$$W_c = \oint p dV_c = -\frac{P_{mean} V_{swe} \pi c t \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \quad (\boldsymbol{D.24})$$

El trabajo indicado realizado por el ciclo completo del motor W (J), como ya se había demostrado, vendrá dado por:

$$W = W_e + W_c = \frac{P_{mean} V_{swe} \pi c (1 - t) \sin a}{1 + \sqrt{1 - c^2}} \quad (\boldsymbol{D.28})$$

La potencia que podemos extraer del motor que produce el trabajo expresado en la ecuación anterior dependerá del régimen de giro de este, así que será:

$$Pot = W \cdot N \quad (\boldsymbol{D.29})$$

Como ya se ha demostrado en el bloque B, el trabajo de expansión hallado por la expresión (D.23) es igual al calor aportado por la fuente externa al motor, mientras que el trabajo de compresión (D.24), es igual al calor cedido al entorno por el motor en su foco frío. En conclusión, la eficiencia térmica del motor, viene representada por la expresión:

$$\eta_t = \frac{W}{W_e} \quad (\boldsymbol{D.30})$$

D.5.3 ANALISIS ADIABÁTICO IDEAL

A partir del desarrollo teórico realizado en el bloque B, se considerará el conjunto de ecuaciones de la tabla:

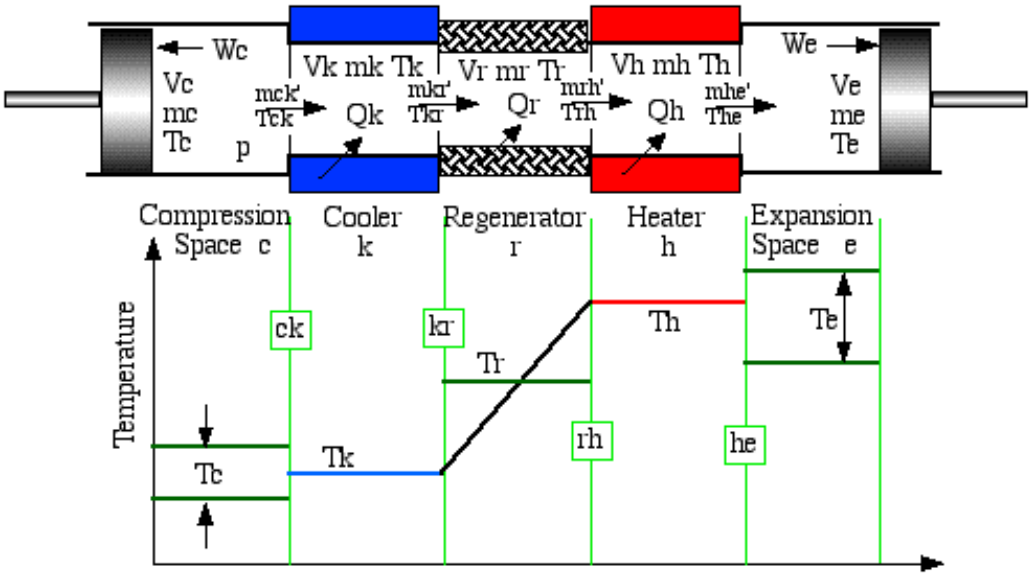


Fig.D 18 Modelo para el análisis Ideal adiabático de un motor Stirling

Debido a la naturaleza no lineal de de las ecuaciones mostradas, en particular las temperaturas condicionales, se deberá recurrir a una solución numérica para unas condiciones de operación y configuración específicas.

La configuración específica del motor y su geometría define V_c , V_e , $\frac{dV_c}{d\theta}$ y $\frac{dV_e}{d\theta}$ como funciones analíticas del ángulo de giro θ, y la geometría del intercambiador de calor define los volúmenes huecos V_k , V_r y V_h. La elección del gas de trabajo (típicamente aire, helio o hidrógeno) especificará la R, C_p , C_v y γ. Las condiciones de operación específicas definirán T_k y T_h, y de este modo se definirá también la temperatura media efectiva del regenerador como $T_r = \frac{T_h - T_k}{ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}$.

PRESIÓN	$\boldsymbol{P = M \cdot R \cdot \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \cdot ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)}{(T_h - T_k)} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)^{-1}}$
	$\frac{dp}{d\theta} = \frac{-p\gamma\left(\frac{1}{T_{ck}} \cdot \frac{dV_c}{d\theta} + \frac{1}{T_{he}} \cdot \frac{dV_e}{d\theta}\right)}{\frac{V_c}{T_{ck}} + \frac{V_e}{T_{he}} + \gamma \cdot \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h}\right)}$
MASAS	$m_c = pV_c/RT_c$
	$m_k = pV_k/RT_k$
	$m_r = pV_r/RT_r$
	$m_h = pV_h/RT_h$
	$m_e = pV_e/RT_e$
VARIACIÓN DE MASA	$\frac{dm_c}{d\theta} = \left(p \cdot \frac{dV_c}{d\theta} + \frac{V_c}{\gamma} \cdot \frac{dP}{d\theta}\right) \cdot \frac{1}{RT_{ck}}$
	$\frac{dm_e}{d\theta} = \left(p \cdot \frac{dV_e}{d\theta} + \frac{V_e}{\gamma} \cdot \frac{dP}{d\theta}\right) \cdot \frac{1}{RT_{he}}$
	$\frac{dm_k}{d\theta} = m_k\left(\frac{1}{p} \cdot \frac{dP}{d\theta}\right)$
	$\frac{dm_r}{d\theta} = m_r\left(\frac{1}{p} \cdot \frac{dP}{d\theta}\right)$
	$\frac{dm_h}{d\theta} = m_h\left(\frac{1}{p} \cdot \frac{dP}{d\theta}\right)$
FLUJO DE MASA	$m_{ck}' = -\frac{dm_c}{d\theta}$
	$m_{kr}' = m_{ck}' - \frac{dm_k}{d\theta}$
	$m_{he}' = \frac{dm_e}{d\theta}$
	$m_{rh}' = m_{he}' + \frac{dm_h}{d\theta};$
TEMPERATURAS CONDICIONALES	$\cdot\, si\ m_{ck}' > 0 \rightarrow T_{ck} = T_c \quad sino \rightarrow T_{ck} = T_k$
	$\cdot\, si\ m_{he}' > 0 \rightarrow T_{he} = T_h \quad sino \rightarrow T_{he} = T_e$
TEMPERATURAS	$\frac{dT_c}{d\theta} = T_c\left(\frac{dp}{d\theta}\frac{1}{p} + \frac{dV_c}{d\theta}\frac{1}{V_c} - \frac{dm_c}{d\theta}\frac{1}{m_c}\right)$
	$\frac{dT_e}{d\theta} = T_e\left(\frac{dp}{d\theta}\frac{1}{p} + \frac{dV_e}{d\theta}\frac{1}{V_e} - \frac{dm_e}{d\theta}\frac{1}{m_e}\right)$
ENERGÍA	$\frac{dQ_k}{d\theta} = \left(\frac{C_v \cdot V_k}{R}\frac{dp}{d\theta}\right) - C_p(T_{ck}m_{ck}' - T_{kr}m_{kr}')$
	$\frac{dQ_r}{d\theta} = \left(\frac{C_v \cdot V_r}{R}\frac{dp}{d\theta}\right) - C_p(T_{kr}m_{kr}' - T_{rh}m_{rh}')$
	$\frac{dQ_h}{d\theta} = \left(\frac{C_v \cdot V_h}{R}\frac{dp}{d\theta}\right) - C_p(T_{rh}m_{rh}' - T_{he}m_{he}')$
	$\frac{dW_c}{d\theta} = p\frac{dV_c}{d\theta}$
	$\frac{dW_e}{d\theta} = p\frac{dV_e}{d\theta}$
	$\frac{dW}{d\theta} = \frac{dW_c}{d\theta} + \frac{dW_e}{d\theta}$
	$W = W_e + W_c$

Tabla D 1 Conjunto ecuaciones Análisis Adiabático Ideal

Especificar la masa total del gas de trabajo M resulta el primer problema que surge, ya que no suele ser un parámetro conocido. La aproximación que se utilizara en este caso comienza por especificar la presión media de operación y a partir de ella utilizar el análisis de Schmidt para evaluar M. A pesar de que el modelo Adiabático Ideal es independiente de la frecuencia de funcionamiento, se especificará esta para así poder evaluar la potencia y otros efectos relacionados con el tiempo.

Cabe destacar, que además de los parámetros constantes especificados arriba, existen otras 22 variables y 16 derivadas en el conjunto de ecuaciones, para ser resueltas durante un ciclo completo ($\theta = [0 , 2\pi]$).

- T_c , T_e , Q_k , Q_r , Q_h, W_c , W_e : siete derivadas a ser integradas numéricamente.
- W, p , V_c , V_e , m_c , m_k , m_r , m_h , m_e : nueve variables analíticas y derivadas.
- T_{ck} , T_{he} , m_{ck}' , m_{kr}' , m_{rh}' , m_{he}': seis variables condicionadas y flujos de masa.

Se tratará el sistema como un sistema de flujo cuasi-estático, así, en cada intervalo de integración las cuatro variables de flujo de masa m_{ck}' , m_{kr}' , m_{rh}' , m_{he}' pueden considerarse constantes y no existen efectos de aceleración. De este modo, consideramos el problema como la resolución de un sistema de siete ecuaciones diferenciales ordinarias simultáneas.

La aproximación más simple para resolver un sistema de ecuaciones diferenciales es formularlo como un problema de valor inicial, en el cual los valores iniciales de todas las variables son conocidos y las ecuaciones son integradas desde ese estado inicial a lo largo de un ciclo completo. Se definirá el vector **Y,** que representa el vector de las siete variables desconocidas, de este modo y[T_c] es la temperatura del espacio de compresión, y[W_e] el trabajo realizado por el espacio de expansión y así para todas. Tomando una condición inicial $\mathbf{Y}(\theta=0) = \mathbf{Y}_0$ y el sistema de ecuaciones diferenciales correspondiente $\mathbf{dY} = \mathbf{F}\ (\theta,\mathbf{Y})$, se deberá evaluar pues, las funciones desconocidas $\mathbf{Y(\theta)}$ para satisfacer tanto las ecuaciones diferenciales en cada momento como las condiciones iniciales. Una solución numérica para este problema puede lograrse comenzando con los valores de las derivadas en θ_0 y procediendo en pequeños intervalos de θ hasta un nuevo punto $\theta_1 = \theta_0 + D\ \theta$. De este modo la solución es compuesta a partir de una serie de pequeños segmentos que se aproximarán a las curvas reales de $\mathbf{Y(\theta)}$. Entre la cantidad de métodos disponibles para la resolución de problemas de valor inicial, el clásico método Runge-Kutta de orden 4 es probablemente el más utilizado.

Para la resolución de este problema al igual que con él modelo Isotermo se utilizara Matlab. Matlab posee ecuaciones integradas para la resolución de sistemas de ecuaciones diferenciales ordinarias, pero debido a los requerimientos necesarios en nuestro sistema, no son adecuadas para nuestro problema.

Se pretende utilizar un método Runge-Kutta de orden 4, pero desafortunadamente el modelo Adiabático Ideal planteado no es un problema de valor inicial. No se conocen las temperaturas iniciales del espacio de trabajo T_c y T_e, las cuales resultan de los procesos adiabáticos de compresión y expansión así como de los procesos de flujo de entalpia. La única guía que se tiene para la correcta elección es que sus valores al final del ciclo deben ser iguales a sus valores respectivos al comienzo del ciclo.

De cualquier modo, a causa de la naturaleza del ciclo, el sistema puede ser formulado como un problema de valor inicial asignando unas condiciones iniciales arbitrarias, e integrar las ecuaciones a través de varios ciclos completos hasta que un estado continuo de ciclo sea alcanzado. Esto podría entenderse como el transitorio de la operación de calentamiento de una máquina real.

Las temperaturas de compresión y expansión suelen considerarse inicialmente como T_k y T_h respectivamente. El sistema de ecuaciones puede entonces ser resuelto durante varios ciclos para conseguir el estado continúo del ciclo.

D.6. RESULTADOS

Se demostró que el número de West es más o menos 0.25 para motores de 5-150 kW y sobre 0.35 para motores de menor potencia. Conociéndose el resto de valores, ya definidos, puede hallarse un valor inicial para el espacio barrido de expansión.

$$V_{swe} = \frac{P_i}{P_{mean} \cdot W_s \cdot N \left(\frac{T_E - T_C}{T_E + T_C}\right)} \quad (\boldsymbol{D.3'})$$

P_i (W)	160		
P_{mean} (Pa)	101300		
W_s	0,35		
N (rpm)	350	N (Hz)	5,83
T_E (K)	363		
T_c (k)	293		
V_{swe} (m3)	**0,00725**		

Tabla D 2 Cálculo Volumen a partir del nº de West

Se utilizará este dato como preliminar para comenzar con el modelo isotermo y poder así tener unas dimensiones orientativas para no comenzar con los cálculos de una forma completamente aleatoria.

Es interesante conocer entre que niveles se mueve el rendimiento de los motores Stirling reales, la mayoría entre los dos valores siguientes:

$$\eta_{STIRLING} = (0.4 - 0.5) \cdot \eta_{CARNOT} = (0.4 - 0.5) \cdot \left(1 - \frac{T_{mín}}{T_{máx}}\right) (\boldsymbol{D.31})$$

Es decir, para la máquina que se trata, que trabajará entre $T_{máx}$ = 90°C y $T_{mín}$ = 20°C (temperatura del agua corriente), obtendrá un rendimiento del 11%.

$T_{máx}$ (k)	$T_{mín}$ (k)	Carnot	Rend.Stirling
363	273	0,25	0,11

Tabla D 3 Cálculo inicial del rendimiento a partir de las temperaturas

D.6.1. ANALISIS RESULTADOS MODELO MATEMÁTICO

Para comenzar en análisis, se ha tomado la configuración inicial. Los valores de las características de operación se mantendrán constantes para ver si es posible conseguir un motor que con esos requerimientos ofrezca las prestaciones deseadas. Todo el proceso de los cálculos, se han llevado a cabo mediante Matlab 7.1. La programación necesaria para poder utilizar el programa se ve reflejada en el Anexo III.

CONDICIONES DE TRABAJO	
PRESIÓN (Pa)	101300
Tem.fría (K)	293
Tem.calient (K)	363
Fluido	Aire
Velocidad (rpm)	350
Velocidad (Hz)	5,83

Tabla D 4 Características de funcionamiento

Las dimensiones de los componentes a estudiar, se han tomado a partir de referencias a diferentes motores de las mismas características y del número de West. Así, los primeros cálculos obtenidos han planteado dificultades. Tras una correcta resolución del modelo isotermo, obtenido en el punto anterior, podíamos comprobar cómo el modelo adiabático, cuya resolución está basada en un método iterativo (Runge-Kutta de orden 4), no conseguía converger a una solución adecuada. Como puede observarse en los siguientes datos:

==========Analisi Adiabático Ideal==========
Refrigerador Tk = 293.0[K], Calentador0 Th = 383.0[K]
iteration 0: Tc = 293.0[K], Te = 383.0[K]
iteration 1: Tc = 272.1[K], Te = 263.2[K]
iteration 2: Tc = 274.1[K], Te = 252.2[K]
iteration 3: Tc = 274.4[K], Te = 250.7[K]

Tabla D 5 Iteraciones en el modelo Adiabático

Puede comprobarse, como la temperatura del calentador desciende tanto, que llega a ser inferior a la temperatura fría, haciendo que el dispositivo no funcione como motor, sino que necesita de un trabajo para poder funcionar, pasando así a funcionar como bomba de calor.

Así pues, se han estudiado mejor las condiciones de los intercambiadores de calor, para conseguir así que a pesar de la baja diferencia de temperatura que se posee, el dispositivo sea capaz de funcionar correctamente. Y tras la evaluación de diferentes dimensiones y configuraciones se ha llegado a dar con el motor que es capaz de funcionar como se desea. Para llegar a la configuración deseada del motor, se han realizado análisis de motores con diferentes dimensiones, tanto de espacios de trabajo, como de intercambiadores de calor y yugo de Ross. Reflejar todos los resultados sería demasiado extenso, pero en todo caso, se muestran algunas de las configuraciones estudiadas y sus respectivos datos de salida en el Anexo IV. Aquí puede verse la influencia en los resultados del volumen de los espacios de compresión de trabajo y los intercambiadores de calor, variando en el caso de los espacios de trabajo, tanto el diámetro del

cilindro, como las dimensiones del Yugo de Ross. Además de la influencia de las variaciones de la temperatura tanto caliente como fría, y de la presión media del ciclo. Incluso puede comprobarse la influencia de utilizar otro fluido de trabajo, en el caso reflejado en el anexo con Hidrógeno.

Pero no se han conseguido las potencias deseadas. Tras la evaluación con el modelo adiabático, más próximo a la realidad que el isotermo, puede observarse como con el motor planteado, puede obtenerse una potencia de 60.89 W.

DATOS MOTOR						
V.libre comp. (m)	0	Volumen (cm^3)	2890,27		D. refr. (m)	0,1
D. pistón comp.(m)	0,2				L.refr.(m)	0,09
Carrera (m)	0,092					
V. libre exp.(m)	0	Volumen (cm^3)	8851.44		D. calent.(m)	0,3
D. pistón exp.(m)	0,35				L.calent.(m)	0,15
Carrera(m)	0,092					
YUGO DE ROSS						
Manive (m)	0,032	T.caliente (K)	293		D.reg.(m)	0,1
b1	0,2	T.fría (K)	363		L.reg.(m)	0,06
b2	0,2	Desfase	92,3°		Porosidad	0,6

Tabla D 6 Datos del motor

Puede comprobarse que el volumen del espacio de expansión es realmente cercano a los datos obtenidos a partir del número de West. Este motor, trabajando en las condiciones de operación definidas arriba, presenta los siguientes resultados:

ISOTERMO	
Trabajo (J)	38,78
Potencia (W)	226,2
Calor exp (J)	201,1
Calor comp (J)	-162,3
Rendimiento	0,193

ADIABÁTICO	
Potencia (W)	60,89
Flujo calor Refrig W)	-707,63
Flujo calor Calent W)	763,84
Flujo calor Rege.(W)	0,02
Rendimiento	0,080

Tabla D 7 Resultados

La potencia obtenida no es suficiente para suplir los requerimientos planteados. Con lo que puede llegarse a la conclusión de que con los requerimientos planteados, no es posible obtener potencias superiores a los 61W; además de comprobar que el rendimiento de este motor en este caso será muy bajo. Es claro que debido a la pequeña diferencia de temperatura con la que se pretende trabajar, el rendimiento va a ser muy bajo, como ya se había demostrado utilizando la expresión del número de West.

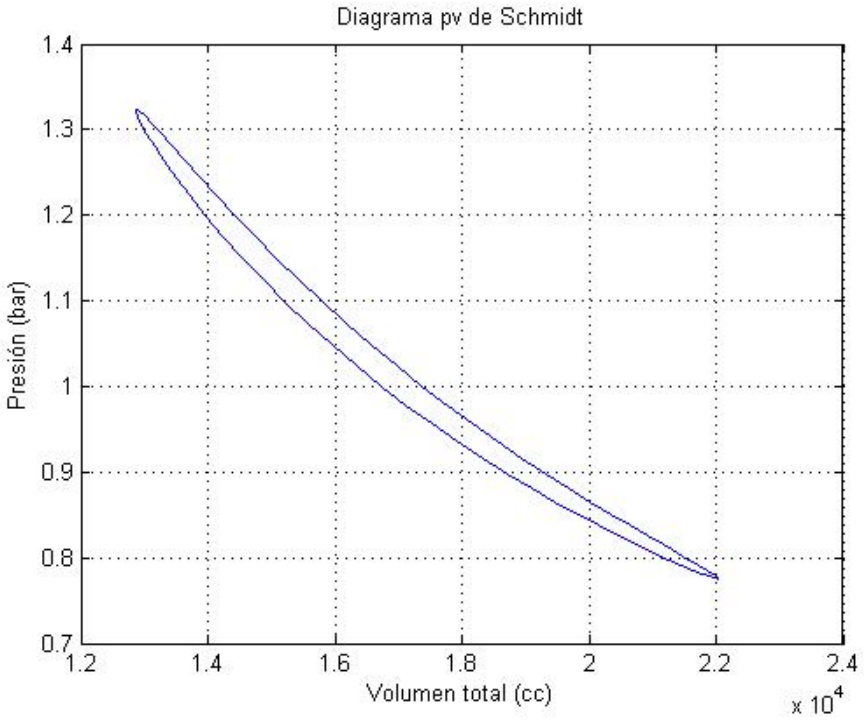


Fig.D 19 Diagrama P-V (ISOTERMO)

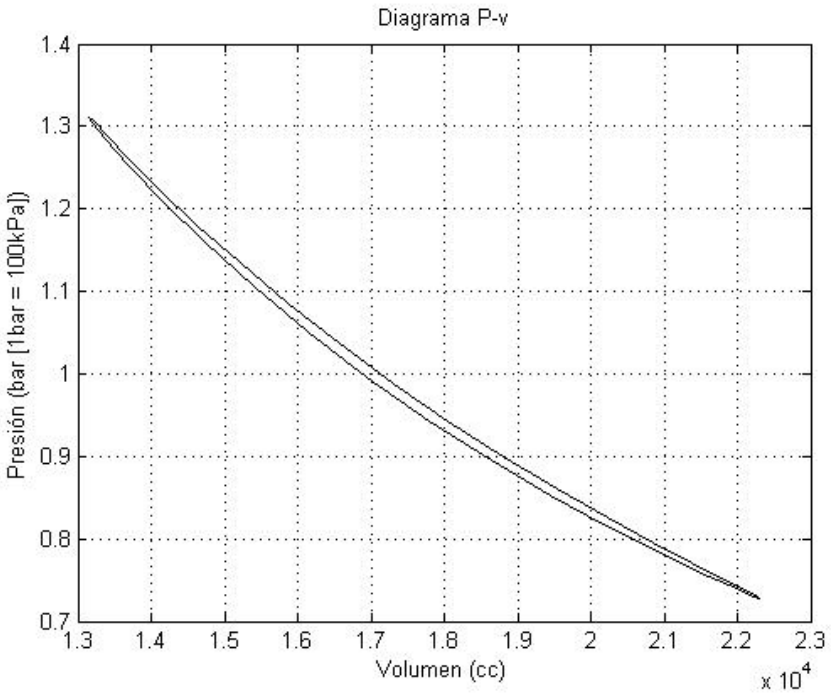


Fig.D 20 Diagrama P-V (ADIABÁTICO)

En las tablas puede verse como el análisis adiabático tiene una influencia importante en la potencia extraíble del motor, cosa que puede apreciarse también en las gráficas. El área encerrada del diagrama PV que representa el trabajo realizado a lo largo del ciclo, se ve claramente reducida en el análisis adiabático.

El modelo adiabático tiene en cuenta aspectos que no lo hace el isotermo. En el adiabático, las temperaturas de los espacios de compresión y expansión no son constantes, es decir, variarían en función del flujo de masa que exista en estos espacios, y la dirección de este.

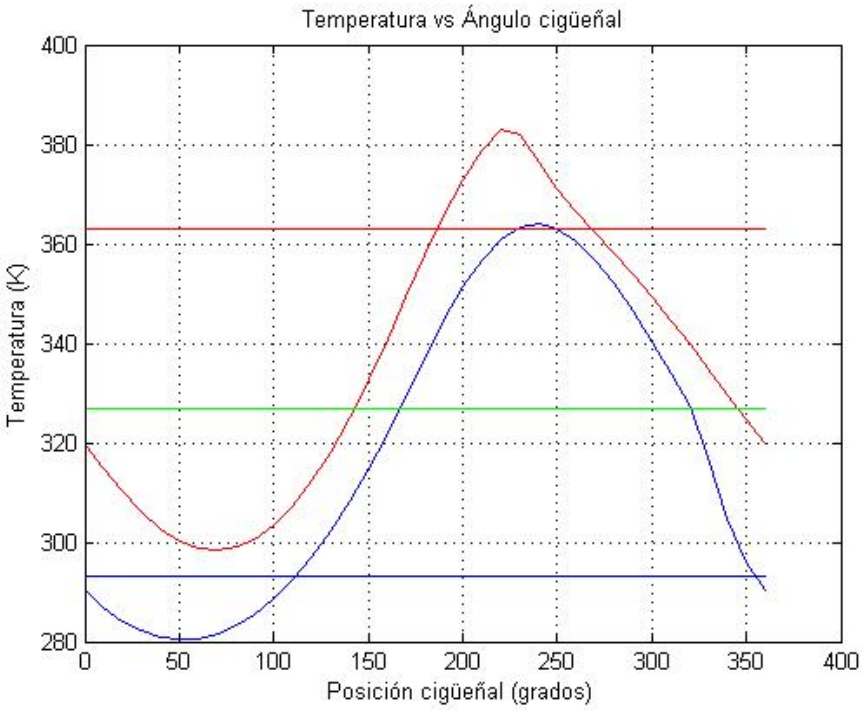


Fig.D 21 Diagrama T-θ (ADIABÁTICO)

Se representan en el diagrama las temperaturas caliente (rojo) y fría (azul), definidas como características de operación. Se ve como varían estas temperaturas a lo largo de un ciclo; demostrándose que la temperatura del gas en el espacio de expansión es inferior a la temperatura del calentador, y la del espacio de compresión es superior a la del refrigerador; por lo tanto, se demuestra así que los espacios de trabajo adiabáticos efectivamente reducen los límites de operación, reduciendo así la eficiencia térmica y la cantidad de potencia extraíble del dispositivo.

D.6.2. SOLUCIÓN

Pero no se quedará aquí el estudio que se ha realizado. El principal objetivo es dar una solución a las necesidades eléctricas planteadas para una vivienda unifamiliar. A partir de los datos obtenidos, debido a la modularidad el sistema, pude plantearse el colocar más de un motor Stirling de características similares a las planteadas, conectados a un mismo eje. Con esto se conseguirá aumentar la potencia final de salida del eje, pero no es la mejor solución. El precio del sistema se multiplicaría por todas las unidades que se apliquen.

Así pues, se estudiarán otras posibilidades en la configuración del motor. Mejorando alguno de los aspectos, pueden conseguirse unos resultados muy favorables, con modificaciones que pueden ser factibles para la aplicación que se trata.

Lo primero que se planteará será aumentar la diferencia de temperatura entre el foco caliente y foco frío. Es una solución factible, que solamente con aumentar 10 grados la temperatura del calentador, los resultados son muy favorables, como se demuestra en las tablas de resultados. Y este aumento de la temperatura, puede resultar sencillo de conseguir, optimizando al máximo el colector a utilizar, o incluso plantear el uso de un concentrador de energía solar tipo a los parabólicos o Scheffler planteados arriba, con un mínimo de seguimiento, que incluso podría ser de control manual para simplificar el sistema. Y todavía más importante, podría ser el intentar disminuir la temperatura fría del motor, conseguir menos de 293 K con refrigeración continua por agua, o aire frío.

Este motor, trabajando en las condiciones de operación definidas arriba, presenta los siguientes resultados:

ISOTERMO	
Trabajo (J)	95,31
Potencia (W)	555,9
Calor exp (J)	444,2
Calor comp (J)	-349,1
Rendimiento	0,215

ADIABÁTICO	
Potencia (W)	101,89
Flujo calor Refrig W)	-2151,96
Flujo calor Calent W)	2244
Flujo calor Rege.(W)	0,03
Rendimiento	0,018

Tabla D 8 Resultados con T.caliente 373K

Puede observarse, como con un pequeño cambio en la diferencia de temperaturas podemos obtener unos resultados mucho mejores. Se mostrará a continuación que sucederá si se consigue que el ciclo trabaje con una presión de 2 atmosferas, es decir 202.600 Pa. Esta mejora encarecerá el diseño del motor, ya que los sellados deberán mejores, pero no es una complicación demasiado difícil de solventar.

Este motor, trabajando con una presión de 2 atmosferas en este caso, presenta los siguientes resultados:

ISOTERMO	
Trabajo (J)	190,6
Potencia (W)	1112
Calor exp (J)	888,7
Calor comp (J)	-698.1
Rendimiento	0,215

ADIABÁTICO	
Potencia (W)	203,79
Flujo calor Refrig W)	-4303,92
Flujo calor Calent W)	4487,99
Flujo calor Rege.(W)	0,06
Rendimiento	0,045

Tabla D 9 Resultados con presión 2 atm.

Puede comprobarse en este caso, que se cumplirán sobradamente los requerimientos deseados. Nos encontramos con el motor solar, capaz de solventar las necesidades eléctricas de una vivienda unifamiliar, en una comunidad rural aislada de la red eléctrica. Este motor tendrá las dimensiones expuestas arriba, y trabajará con una diferencia de temperatura entre 373 y 293 K ente la fuente de calor y el sumidero. Además trabajará con una presión de 2 atm.

D.7. CONTINUACIÓN

Como se ha podido comprobar a lo largo del trabajo, este servirá como guía para la toma de decisiones y prediseño de un Motor de Ciclo Stirling. Gracias a él, se es capaz de definir la configuración más adecuada para una determinada aplicación. Y gracias al programa de simulación desarrollado podrán estudiarse las influencias de los diferentes parámetros del motor. Pueden estudiarse, desde las dimensiones del mecanismo de arrastre seleccionado, solamente Yugo de Ross en este caso, hasta las dimensiones de los intercambiadores de calor, de los espacios de trabajo, influencias de la temperatura en los dos focos, de la presión del ciclo. También puede comprobarse como influye en los parámetros de salida del motor el fluido de trabajo utilizado.

El siguiente paso en el diseño del motor, deberá ser el estudio concreto de los flujos de calor que influyen en el correcto funcionamiento del motor, y análisis de las pérdidas que tiene el motor debido a su funcionamiento real. Sobre todo, como se ha comentado, lo más importante para mejorar el diseño más inmediato del motor, será el estudio de los flujos de calor y pérdidas por fricción. Pero el continuar con este estudio, necesita de un salto, tanto técnico como teórico muy grande. La teoría y el análisis de estos efectos resulta extremadamente complejo; la mayoría de los estudios realizados en este área observa el flujo continuo, lo que no es directamente aplicable al flujo oscílate que encontramos en este tipo de motores.

D.8. BIBLIOGRAFÍA

ARTICULOS

[1] ENERGÍAS RENOVABLES EN LA ELECTRIFICACIÓN RURAL DESCENTRALIZADA; Roberto Rengifo Escobar; Universidad Nacional de Colombia – Sede Medellín Facultad de Minas Escuela de Procesos y Energía

[2] UNDERSTANDING STIRLING ENGINES ; William Beale; Publicado por VOLUNTEERS IN TECHNICAL ASSISTANCE

PROYECTOS FINAL DE CARRERA

[1] ESTUDIO TEÓRICO Y DE VIABILIDAD DE LA RADIACIÓN SOLAR CONCENTREADA EN UN MOTOR STIRLING; Pérez Escudero, Llorenç ; Octubre 2006

WEB

[1] http://www.grc.nasa.gov/WWW/tmsb/stirling.html NASA Glenn Research Center Thermo-Mechanical Systems Branch

D.9. NOMENCLATURA

SíMBOLO	NOMENCLATURA	
p_i	$Potencia\ producida\ por\ el\ motor$	W
$p_{mean}, p_{máx}, p_{mín}$	$Presión\ media, máxima, mínima\ del\ cíclo$	Pa
V_{clc}	$Volumen\ muerto\ o\ libre\ en\ el\ espacio\ de\ compresión$	
V_{cle}	$Volumen\ muerto\ o\ libre\ en\ el\ espacio\ de\ expansión$	
V_{swc}	$Volumen\ barrido\ por\ el\ espacio\ de\ compresión$	
V_{swe}	$Volumen\ barrido\ por\ el\ espacio\ de\ expansión$	m^3
T_E	$Temperatura\ del\ calentador\ o\ espacio\ de\ expansión$	K
T_C	$Temperatura\ refrigerador\ o\ espacio\ de\ compresión$	K
V_c	$Volumen\ del\ espacio\ de\ compresión$	m^3
V_k	$Volumen\ del\ refrigerador$	m^3
V_r	$Volumen\ del\ regenerador$	m^3
V_h	$Volumen\ del\ calentador$	m^3
V_e	$Volumen\ del\ espacio\ de\ expansión$	m^3
T_k	$Temperatura\ del\ refrigerador$	K
T_r	$Temperatura\ del\ regenerador$	K
T_h	$Temperatura\ del\ calentador$	K
m_c	$Masa\ de\ fluido\ en\ el\ espacio\ de\ compresión$	kg
m_k	$Masa\ de\ fluido\ en\ el\ refrigerador$	kg
m_r	$Masa\ de\ fluido\ en\ el\ regenerador$	kg
m_h	$Masa\ de\ fluido\ en\ el\ calentador$	kg
m_e	$Masa\ de\ fluido\ en\ elespacio\ de\ expansión$	kg
W_e	$Trabajo\ de\ expansión$	W
W_c	$Trabajo\ de\ compresión$	W
W_s	$Número\ de\ West$	
N	$Frecuencia\ del\ ciclo\ del\ motor, o\ velocidad$	Hz, rpm
y_c	$Desplazamiento\ del\ espacio\ de\ compresión\ con\ el\ Yugo\ de\ Ros$	m
y_e	$Desplazamiento\ del\ espacio\ de\ expansión\ con\ el\ Yugo\ de\ Ross$	m
$crank$	$Diametro\ de\ la\ manivela\ del\ Yugo\ de\ Ross$	m
$b1$	$Altura\ del\ Yugo\ de\ Ross$	m
$b2$	$1/2\ de\ la\ base\ del\ Yugo\ de\ Ross$	m
y_{max}	$Desplazamiento\ máximo\ de\ un\ vástago\ con\ el\ Yugo\ de\ Ross$	m
y_{min}	$Desplazamiento\ mínimo\ de\ un\ vástago\ con\ el\ Yugo\ de\ Ross$	m
$yoke$	$Longitud\ de\ la\ cara\ del\ Yugo\ de\ Ross$	m
A_c	$Área\ del\ espacio\ de\ compresión, pistón\ de\ potencia$	m^2
A_e	$Área\ del\ espacio\ de\ expansión, desplazador$	m^2

LETRAS GRIEGAS

SIMBOLO	NOMENCLATURA	
θ	$Angulo\ del\ cigüeñal$	
ϕ	$Angulo\ definir\ movimiento\ del\ Yugo\ de\ Ross$	

AGRADECIMIENTOS

Creo importante destacar la necesidad y la importancia de la investigación en tecnologías apropiadas para los países en vías de desarrollo para cubrir las necesidades básicas de su población respetando sus singularidades y haciéndola partícipe de los procesos de decisión y definición de su implantación. Para facilitar un desarrollo de esas sociedades digno, sostenible y sobre todo soberano.

Al finalizar este trabajo, me gustaría agradecer su implicación a todos los compañeros de INGENIERÍA SIN FRONTERAS, que con su trabajo voluntario, casi diario, hacen que la ingeniería tenga una visión más humana y una finalidad social que muchas veces se echa de menos desde el punto de vista científico o tecnológico.

Personalmente hay muchas personas a las que agradecer la finalización de este trabajo, y espero poder hacerles ver mi agradecimiento con el paso del tiempo.

<< Sobre todo, sean siempre capaces de sentir en lo más hondo…, cualquier injusticia…, cometida contra cualquiera…, en cualquier parte del mundo. >>

Ernesto "Che" Guevara

ANEXO I. PROYECTOS DE COOPERACIÓN

ANEXO I. PROYECTOS DE COOPERACIÓN ***1***

I. PROCESOS DE DESARROLLO ***3***

I.1. ESCALAS DE INTERVENCIÓN **4**

I.1.1 FORTALECIMIENTO INSTITUCIONAL 4

I.2. FASES DEL PROYECTO **6**

I.2.1 Programación 6

I.2.2 Identificación 8

I.2.3 Formulación 8

I.2.4 Ejecución y seguimiento 9

I.2.5 Evaluación 9

I.3. PROGRAMAS Y ESTRATEGIAS **10**

I.3.1 Financiación 10

I.4. ENFOQUE DEL MARCO LÓGICO **11**

I.4.1 Identificación de actores y necesidades 12

I.4.2 Análisis de problemas 15

I.4.3 Análisis de objetivos 16

I.4.4 Análisis de alternativas 17

I.4.5 Matriz del Marco Lógico 19

I. PROCESOS DE DESARROLLO

Los Proyectos de Cooperación al Desarrollo (PCD) son, en la práctica, la vía preferente de materializar e implementar acciones de cooperación al desarrollo. Por PCD se entiende un conjunto de acciones de carácter puntual, localizadas geográfica y temporalmente que, debidamente planificadas, persiguen un objetivo concreto previamente establecido para el inicio, apoyo o promoción del proceso de desarrollo de un determinado grupo de personas, mediante la colaboración en condiciones de igualdad entre varios actores.

Como cualquier otro tipo de proyecto, los PCD pueden ser descompuestos en una serie de fases, aunque, en este caso es de especial interés la visión cíclica de las fases así como la estructuración de los proyectos en programas de cooperación a largo plazo.

Cuando se ejecutan proyectos de desarrollo en países del Sur el objetivo último debe siempre ser el desarrollo humano de aquellas comunidades más desfavorecidas. Pero, a menudo, este objetivo queda relegado al olvido, con el riesgo de ignorar a las personas y centrarse en la mera ejecución del proyecto como un fin en sí mismo. Una reflexión sobre cómo contribuir de la mejor manera al objetivo de promoción del desarrollo humano conduce a las siguientes conclusiones:

- Las personas beneficiarias deben jugar en todo momento un papel central en el proyecto, no sólo por motivos de eficiencia y efectividad del proyecto, sino por principios éticos.
- Las comunidades con las que se trabaja son fundamentales para el éxito y la sostenibilidad de la actuación, y constituyen algo más que la simple suma de los individuos que las componen.
- El proyecto no sólo deberá tener en cuenta el ámbito personal y el de la comunidad, sino que deberá considerar también el contexto geográfico, político, económico y social.

Por otro lado, el desarrollo humano es un proceso fundamentalmente participativo por lo que los PCD deben constituir en sí mismos procesos inclusivos y participativos. La participación es valiosa tanto desde un punto de vista instrumental como de fin en sí misma. Como instrumento permite:

- Identificar los problemas reales tal como los viven los beneficiarios.
- Proponer soluciones contextualmente adaptadas y con un mayor nivel de aceptación e implicación por parte de los beneficiarios. La imposición de soluciones desde fuera corre el riesgo de no proveer soluciones adecuadas.
- Reducir costes mediante la aportación de recursos de los beneficiarios al proyecto.

Y es valiosa en sí misma, ya que:

- Ayuda a reforzar y potenciar las capacidades de las personas beneficiarias del proyecto (se parte del principio ético de que toda persona debe ser coparticipe protagonista de su desarrollo personal).
- Refuerza el tejido social, potencia la colaboración intra-comunitaria e incentiva la responsabilización de la comunidad de sus propios problemas y limitaciones. En definitiva, genera capital social.

- Refuerza y potencia la auto-estima individual y colectiva de la comunidad beneficiaria.

Aun poniendo el énfasis en la misión (el desarrollo de las personas) y la participación, una correcta gestión de las actuaciones en el Sur es fundamental. Sin abogar por un enfoque tecnócrata, la cooperación internacional requiere de una óptima gestión por los siguientes motivos:

- Una buena gestión permite alcanzar mejor la misión. La mayor eficacia de las intervenciones bien gestionadas es fruto de la mayor capacidad de análisis, estructuración y conceptualización de las herramientas de gestión. La eficacia permite, además, reforzar las ventajas ya existentes en la comunidad, ayudando a hacer sostenibles las actuaciones.
- La eficiencia del proyecto también se ve potenciada, ya que las herramientas de gestión permiten aprovechar mejor los recursos (económicos, sociales, humanos, etc.) y así poder ampliar el alcance de las actuaciones con la misma cantidad de recursos. De esta manera no sólo se utilizan de manera más eficiente los recursos, sino que, además, permite trabajar mejor en la consecución de la misión.

I.1. ESCALAS DE INTERVENCIÓN

Cuando una organización (de cualquier índole) decide actuar en el campo de la cooperación internacional para el desarrollo, debe decidir a qué escala lo va a hacer: Meta (internacional), macro (estatal), meso (regional) y micro (local o comunitario). No es habitual que una misma organización intervenga a diferentes niveles a la vez. Esto no está contrapuesto con la necesidad de analizar y prever los efectos de las actuaciones a todos los niveles. Centrar la intervención en un ámbito específico no debe en absoluto hacer que se ignoren los otros. Esto es así porque los diferentes niveles determinaran el éxito o fracaso de las intervenciones como un todo indisociable. Así pues, un proyecto debe centrarse en un nivel específico de actuación, pero sin ignorar los otros niveles.

Por ejemplo, actuar a un nivel macro, como puede ser el de la reforma políticoadministrativa estatal que busca la descentralización política, debe hacerse teniendo en cuenta el nivel meso (capacidades organizativas de los ayuntamientos, organizaciones regionales etc.), y también a nivel micro: el capital humano actual de los empleados y ciudadanos del país. De la misma manera, los proyectos que busquen el desarrollo de personas y comunidades a nivel micro deben enmarcarse dentro de la situación meso y macro de la zona. Por este motivo, se utilizan herramientas no sólo participativas de carácter individual y comunitario, sino que, además, se incorpora un análisis del entorno, a través, por ejemplo del análisis de participación que se expone posteriormente.

I.1.1 FORTALECIMIENTO INSTITUCIONAL

En los nuevos modelos de desarrollo, el ámbito público ya no pertenece exclusivamente al Estado, sino que debe ser compartido entre el Estado y la sociedad, en sus múltiples formas de organización. Es lo que los actores de la cooperación llaman la transición hacia modelos de

desarrollo basados en la noción central de gobernabilidad, que se fundamenta en la complementariedad y el partenariado entre todos los actores sociales (ver Figura I.1).

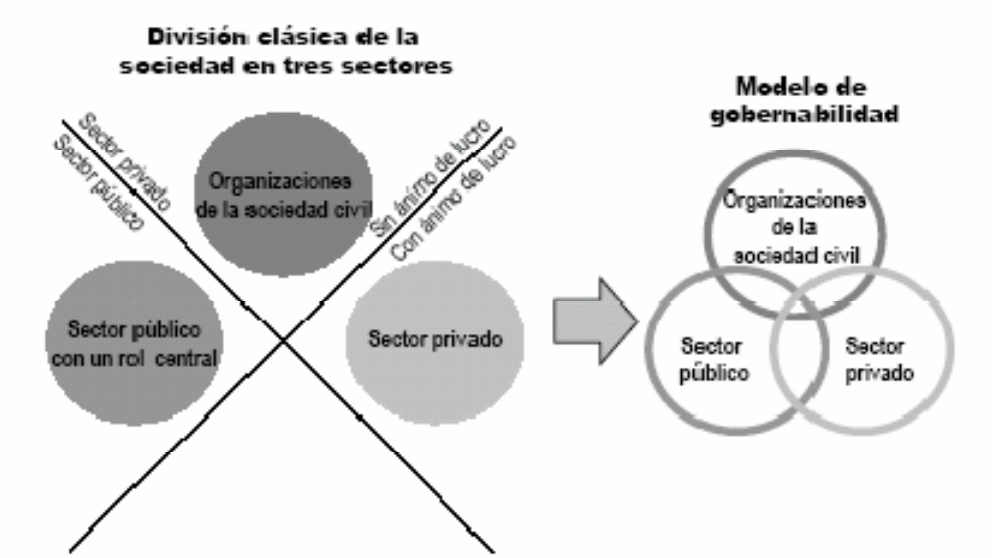


Fig.I. 1 Modelo de gobernabilidad

En la práctica, tal como lo definen algunas agencias bilaterales de cooperación, el fortalecimiento institucional puede concebirse como un proceso por el cual los individuos, las organizaciones y los sistemas sociales aumentan sus capacidades y su cometido con relación a los objetivos, a los recursos financieros y humanos y al entorno en general. Los principios inherentes al concepto que deberían servir como guías para las actuaciones de cooperación en este ámbito son:

- La idea de proceso.
- Reforzar capacidades ya existentes.
- Análisis multidimensional.
- Participación directa de las personas y organizaciones implicadas.
- La importancia del entorno.
- Necesidad de flexibilidad y capacidad de adaptación.
- Integrar sistemas de medición y verificación.
- Asistencia técnica orientada a la facilitación de procesos.

El objetivo de un programa de fortalecimiento institucional local debe ser la mejora de la gobernabilidad local. Ésta incluye dos dimensiones: La política y la técnica.

En el campo político, el fortalecimiento institucional se refiere a la representación y la participación de todos los actores implicados en el proceso. No puede realizarse mediante cambios planificados de antemano, ni tampoco desde el exterior, como una imposición; sólo puede resultar de: 1) Un proceso consensuado y gradual de aprendizaje social colectivo por parte de todos los actores implicados. 2) Acciones con potencial para contribuir a aumentar el

compromiso y la cultura cívica. 3) Comprensión multisectorial y fortalecimiento de la interacción y cooperación entre los actores locales. 4) Estrategias descentralizadas.

En el campo técnico, en cambio, el fortalecimiento institucional se refiere a la mejora de la definición, gestión y monitoreo de las políticas y programas locales, y tiene como objetivo el incremento de los siguientes factores: Eficiencia, eficacia, transparencia, accesibilidad, responsabilización y rendición de cuentas de los diferentes grupos implicados.

I.2. FASES DEL PROYECTO

En los PCD se distinguen una serie de fases agrupados en: Programación, identificación, formulación, ejecución y evaluación (ver Figura I.2).

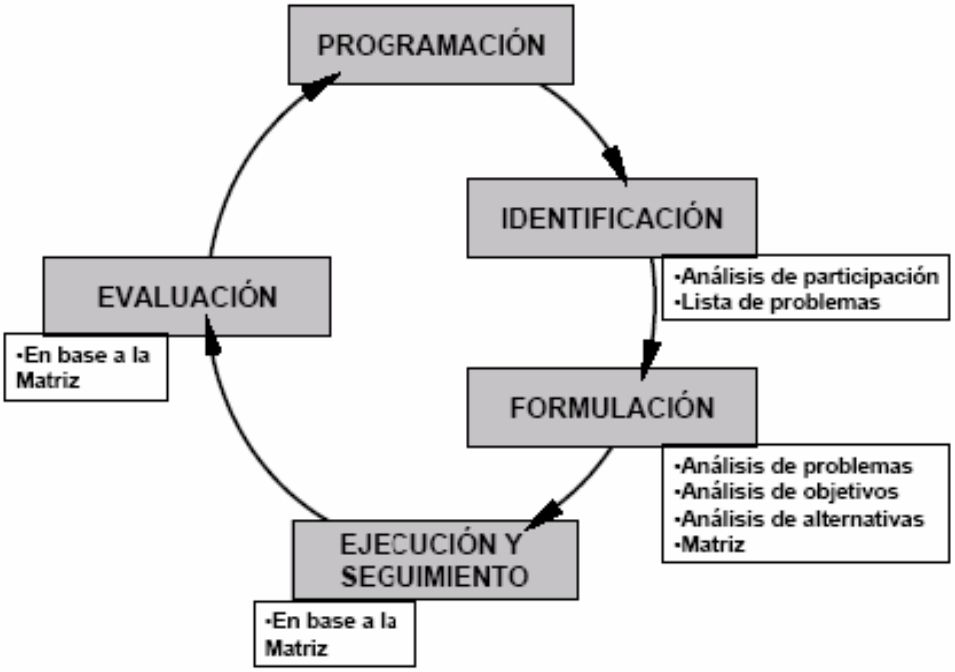


Fig. I.2 El ciclo del Proyecto y los instrumentos de análisis y seguimiento

I.2.1 Programación

La programación consiste en la definición de las orientaciones y principios generales que guiarán el PCD que llevará a cabo una determinada organización. En esta fase se deben analizar el entorno general en el que se pretende actuar (los problemas y las potencialidades del país o sector en cuestión), las acciones llevadas a cabo por otros donantes, así como las capacidades y la cultura de la organización impulsora.

De acuerdo con este análisis, la organización determinará el ámbito sectorial en el que pretende actuar, así como las temáticas que serán de su interés. La programación, por tanto, se enfoca en un nivel estratégico, mientras que el resto del ciclo del proyecto se centrará en aspectos operativos (nivel operacional).

Las decisiones que se deben tomar durante la fase de programación están asociadas a:

- La definición de los objetivos generales del proyecto que llevará a cabo la organización.
- La coherencia del proyecto con el entorno en el que se enmarca.
- La coherencia del proyecto con los recursos al alcance de la organización.
- El análisis de la interacción entre el proyecto y los valores, las expectativas y la distribución de poder dentro de la organización.
- La definición de las líneas de trabajo a seguir por la organización a largo plazo.

La formulación del proyecto es concreta y específica para cada proyecto en particular y deberá definir los objetivos y resultados que se quieren alcanzar y las actividades a realizar. La programación, en cambio, no llega a un nivel de detalle tan concreto como para definir las actividades que se deberán llevar a cabo, ya que analiza la situación desde una perspectiva amplia (como por ejemplo todo un país o un sector de intervención) y puede ser aplicable a toda una organización o departamento (por ejemplo el departamento de cooperación internacional, o el de África Oriental).

Cuando se lleva a cabo la programación es necesario tener en cuenta cuatro grupos de actores principales: el entorno, los otros actores, la propia cultura organizacional y las propias capacidades.

Los dos primeros son factores que no dependen de la organización en cuestión (exógenos), mientras que los otros dos sí dependen de ella (factores endógenos).

Es determinante programar en función del entorno en el cual pretendemos realizar nuestros proyectos, para poder garantizar su viabilidad y sostenibilidad. También se debe analizar a los otros actores importantes que pueden afectar nuestro proyecto o a los que pueda afectar nuestro proyecto.

Estos actores pueden ser organizaciones públicas del Sur, del Norte y otras agencias u ONGD. Se necesita el apoyo, o como mínimo la autorización para actuar, de las administraciones públicas del país en el cual se pretende trabajar. También se debe contemplar qué actuaciones, cómo y dónde están realizando otras organizaciones de cooperación. Obviamente, también se tendrá en cuenta a las comunidades en las que se decida trabajar.

Al definir la estrategia de intervención, además de tener en cuenta factores exógenos, también se debe considerar las características de la organización que pretende realizar el proyecto. Por un lado se debe considerar las capacidades que posee la organización, para definir campos y métodos de actuaciones coherentes con ellas. Por otro lado, las líneas de actuación también deberán ser coherentes con la cultura organizacional de la organización, con los valores explícitos e implícitos de ésta y con la manera de entender la cooperación.

La definición de las líneas estratégicas contemplará, como mínimo, la definición y justificación de la localización geográfica donde actuar (el país, el ámbito de interés: rural, urbano, zonas desestructuradas, etc.) y la de los actores indispensables para llevar a cabo dichas acciones (necesidad de contar o no con contrapartes locales, instituciones públicas, municipalidades, universidades, cooperantes del Norte, etc.).

I.2.2 Identificación

La identificación es la primera fase de un proyecto y constituye su momento germinal y de gestación. Es la fase en la que se concibe la propuesta inicial del proyecto. El objetivo de esta fase es determinar qué acciones, de entre todas las posibles, son acertadas y realistas. Los PCD suelen arrancar de la expresión de una solicitud. Esta solicitud puede presentarse bajo las formas más diversas. A veces son simplemente ideas, deseos de un grupo de personas. En otras ocasiones se presenta de manera más elaborada. Esta solicitud puede provenir de una organización de base o de una organización de apoyo. En definitiva, suele presentarse esta solicitud como una serie de ideas y sugerencias poco elaboradas. El objetivo de esta fase de identificación será concretar estas ideas.

En primer lugar se deberá identificar a los actores principales involucrados en la comunidad en la que se quiere actuar. Estos son tanto los afectados como los que puedan afectar al posible proyecto. También se debe valorar el poder y la capacidad de influencia de cada grupo de interés, para así poder garantizar la participación activa de las más desfavorecidos y menos poderosos. En segundo lugar, se debe identificar las necesidades presentes en la comunidad.

Una consideración a tener en cuenta tanto en esta fase de identificación como en las sucesivas etapas de un PCD es la implicación de los diversos actores participantes, especialmente los actores locales. Pero a la hora de identificar las necesidades o problemas presentes en la comunidad, la implicación de todas las partes es fundamental para garantizar que las necesidades identificadas sean aquellas que realmente identifica la comunidad local. Si no, se corre el riesgo de identificar las necesidades según nuestra perspectiva ajena a la situación local y que por lo tanto no se corresponden con las necesidades que percibe la propia comunidad.

Desde el punto de vista de actuaciones con fuerte componente de ingeniería en su formulación, es necesario incluir en la identificación los elementos necesarios para poder perfilar adecuadamente las alternativas técnicas más verosímiles. En algunas situaciones se segrega parte de este trabajo en anteproyectos (proyectos con el nivel de detalle justo para discriminar entre tipologías generales de solución) y estudios técnicos de detalle de apoyo a las decisiones.

I.2.3 Formulación

En la fase de formulación, también llamada fase de diseño, preparación o instrucción, se examinan todos los aspectos importantes del proyecto, teniendo en cuenta las líneas estratégicas definidas en la fase de programación y los puntos de vista de las principales partes interesadas. Los beneficiarios y las demás partes interesadas deben participar de forma activa en la descripción detallada del proyecto. Durante esta fase, se deben elaborar planes de trabajo elaborados y calendarios de actividades y de recursos. De aquí resultará la decisión de proponer un determinado esquema de financiación, punto que se presenta posteriormente.

El objetivo final de la formulación es organizar los medios disponibles, y los que quedan por buscar, para realizar las acciones identificadas y consideradas viables y realizables. En esta fase se definen:

- El objetivo específico que nuestro proyecto pretende alcanzar.
- Las actividades que debemos realizar para alcanzarlo.

- Los recursos que necesitaremos para realizar dichas actividades.

El objetivo específico del proyecto se debe definir en función de los problemas y necesidades identificadas. Por tanto, esta fase requiere de una amplia participación para que los que sufren los problemas, la comunidad local, sean los que aporten las posibles soluciones. La lógica debe ser de abajo a arriba. Es decir, la comunidad define sus necesidades y, posteriormente, define el objetivo a alcanzar. Una vez se dispone del objetivo a perseguir, se deben definir las actividades a realizar para alcanzarlo y los recursos necesarios para llevarlas a cabo, de forma que configuren un plan de actuación coherente y completo en sí mismo.

I.2.4 Ejecución y seguimiento

En esta fase los recursos convenidos se utilizan para ejecutar las actividades planificadas con tal de alcanzar el objetivo específico.

En paralelo a la ejecución de las actividades, se debe hacer el seguimiento del proyecto. El seguimiento es un proceso continuo de recogida y tratamiento de los datos y puede ser definido como una actividad esencialmente interna a la ejecución de una acción. Se monitorea el avance real del proyecto a fin de que éste se pueda adaptar a los posibles cambios contextuales. Este proceso permite descubrir anomalías durante la ejecución, brindar correcciones y reorientaciones técnicas de la acción. Además, el seguimiento actúa como medio de control que permite verificar si un dato recopilado se corresponde con las previsiones previamente realizadas.

I.2.5 Evaluación

Esta fase consiste en la apreciación sistemática y objetiva de un proyecto en curso o terminado. Se trata de determinar la validez de los objetivos fijados en la formulación y su grado de realización, así como la eficacia, la eficiencia, el impacto y la sostenibilidad del proyecto ejecutado. La evaluación se lleva a cabo por motivos de rendición de cuentas ante los donantes, para aprender de los éxitos o fracasos de los propios proyectos y así poder incorporar mejoras en las siguientes programaciones y formulaciones, y, finalmente, la evaluación se puede entender simplemente como una herramienta de gestión del seguimiento del proyecto. Dependiendo del motivo de fondo por el cual evaluemos el proyecto, la temporalización de la evaluación variará.

Se puede realizar una evaluación durante la ejecución (evaluación a término medio o intermediaria), al final de un proyecto (evaluación final), o después de pasado un tiempo su conclusión (evaluación ex post). En el primer caso, la evaluación se hace para adaptar la orientación del proyecto. Según esta evaluación podemos decidir continuar, rectificar o acabar con el proyecto. Por tanto el motivo de fondo de este tipo de evaluación es el de gestionar o seguir el proyecto. En el segundo caso, se pretende hacer una rendición de cuentas. Mientras que en el tercer caso, la evaluación ex post, se evalúa para sacar enseñanzas para los proyectos futuros y la programación futura. Al final de esta evaluación, pues, se debe formular recomendaciones y conclusiones que puedan ser integradas en la programación y la ejecución de proyectos comparables en el futuro.

I.3. PROGRAMAS Y ESTRATEGIAS

Una vez finalizada la evaluación ex post se vuelve a la programación, donde se incorporarán las lecciones aprendidas. Por tanto, se ha cerrado el ciclo del proyecto. Ahora bien, una organización puede estar realizando a la vez varios proyectos relacionados y coherentes entre sí. En tal caso, la programación se elaborará a partir de la evaluación de todos estos proyectos. Por lo tanto, la programación se irá redefiniendo progresivamente en función de los resultados de estas evaluaciones. A su vez, cabe señalar que todos los proyectos serán diseñados de acuerdo con esta programación, que acabará siendo común y única para todos ellos (ver figura A.3). Se

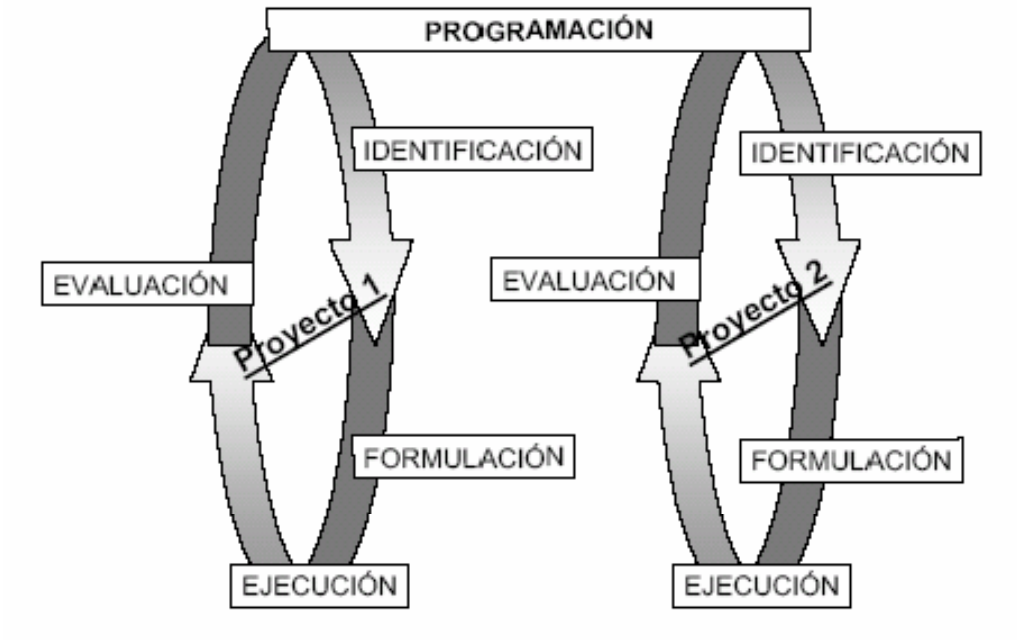


Fig. I.3 Programación común para proyectos distintos

llamará programa a una serie de proyectos con un objetivo global común.

Los programas pueden estar definidos en función de su localización geográfica o según su campo sectorial de actuación. En el primero de los casos, el programa geográfico, los proyectos comparten aproximaciones y objetivos generales, aunque luego cada proyecto tenga un objetivo específico que haga referencia a distintos sectores. En el caso de programas sectoriales, el objetivo global hace referencia al sector en cuestión, y todos los proyectos, independientemente de su localización, comparten este objetivo global y tienen estrategias de intervención comunes.

I.3.1 Financiación

La financiación puede articularse por proyectos, una vez ya están formulados y antes de entrar en la fase de ejecución, o por programas, agrupando diversas actuaciones coherentes entre sí de forma planificada en la fase de programación. El segundo caso es el habitual en organizaciones con un volumen de actuación elevado.

Sean proyectos o programas, habitualmente se acude a entidades financiadoras públicas para conseguir los recursos necesarios. En algunos casos las ONGD de gran volumen y presupuesto pueden permitirse la financiación con recursos propios de determinados proyectos,

pero son los menos. Se debe destacar, además, que tanto la coyuntura actual de incremento de organizaciones y estancamiento de recursos públicos como los criterios de independencia financiera y política, recomiendan potenciar la diversificación de las fuentes de ingresos.

Los principales financiadores son los organismos internacionales, tales como el Banco Mundial, la OMC y organizaciones de las Naciones Unidas, entre las que podemos destacar el PMA, la OMS y el PNUD; la Unión Europea, donde podemos destacar: La cooperación internacional (p.ej. FED, MEDA, etc.), la co-financiación a ONL europeas (p.ej. Línea presupuestaria B7-6000), las financiación de proyectos de emergencia (ECHO) y las financiaciones específicas de las respectivas Direcciones Generales; la administración pública española, estatal, como la Agencia Española de Cooperación Internacional (AECI), y local, como las autonomías o los ayuntamientos; empresas y organizaciones no lucrativas con fondos propios.

Claramente, el tipo de financiador de un proyecto variará según la escala de la intervención (meta, macro, meso y micro). La Unión Europea, los organismos internacionales y los Estados suelen financiar intervenciones meta, macro y meso, mientras que los fondos para intervenciones micro suelen provenir de administración regionales y locales y de entidades privadas.

Cabe destacar que en los países pobres, donde la mayoría de la población se encuentra con dificultades a la hora de acceder a fuentes de financiación por carecer de avales y garantías de devolución, han surgido fuentes alternativas de financiación para facilitar el acceso al crédito a las iniciativas micro-empresariales y de autoempleo, a los agentes de la economía informal, a las mujeres y grupos marginalizados, etc. Algunos de los actores que impulsan este tipo de banca, como por ejemplo las cooperativas de crédito y ahorro, pueden ser de especial relevancia como participantes activos de los propios proyectos de desarrollo.

I.4. ENFOQUE DEL MARCO LÓGICO

Tanto las principales agencias de cooperación como el conjunto de organizaciones que participan en las acciones de desarrollo coinciden en la necesidad de ir perfeccionando, mediante propuestas concretas, las metodologías utilizadas en el ciclo de proyecto. El hecho de que los resultados de los PCD sean bastante intangibles determina que sea muy importante contar con una herramienta útil que permita estructurar y concretar los proyectos, para después proceder a su evaluación.

Con este propósito, se han venido desarrollando metodologías de gestión específicas para determinar que acciones realizar en las diversas fases de un proyecto. En 1992, la Comisión Europea adoptó la “Gestión del Ciclo de Proyecto”, un conjunto de herramientas de diseño y de gestión de los proyectos, basadas en el método de análisis del Marco Lógico, un instrumento desarrollado en los años 70 y utilizado desde entonces, con diferentes variantes y modificaciones, por diferentes organismos de cooperación internacional. El método, conocido por Enfoque del Marco Lógico (EML), estructura el análisis de la intervención de modo que se presentan de forma sistemática y lógica los objetivos, resultados, actividades y recursos, así como la forma de verificar el grado de cumplimiento de cada uno de ellos y las hipótesis fuera del control del proyecto que pueden influir en su éxito. El resultado se resume en una matriz, llamada Matriz del Marco Lógico.

El EML ayuda a las personas encargadas del proyecto a estructurar y formular mejor sus estrategias y a expresarse de manera clara y con un lenguaje común. Si las políticas están mal diseñadas o si falta lógica, el marco lógico ayuda a revelar las contradicciones. Sin embargo, por muy bueno que sea un instrumento, no puede garantizar por sí solo resultados positivos. El éxito de un proyecto o programa depende de muchos factores, y entre ellos de la correcta utilización de los diferentes instrumentos de planificación y control. Por ello, la elaboración del marco lógico no debe relegarse a una actividad menor, en la que se parta de otra solución y se adapte al nuevo contexto, debe ser el producto de un profundo análisis y de un proceso participativo de planificación desde las necesidades de la población local.

La calidad final del EML depende de:

- La información disponible en el momento concreto de análisis.
- La capacidad del equipo de planificación.
- La consulta adecuada de las partes interesadas, con una representación equilibrada de intereses y de poder y garantizando voz y espacio a las personas más desfavorecidas.
- Las enseñanzas de las experiencias previas.

El EML está compuesto por diferentes elementos que se utilizan en las diversas fases del ciclo del proyecto, como ilustra la figura A.2, y que se describen a continuación. Es destacable que la síntesis final en forma de matriz ha favorecido que el EML se haya convertido en el formato privilegiado de presentación del proyecto, tanto a financiadores, como a autoridades y otras organizaciones, pero, esto no debe interferir con la esencia del EML, ser un instrumento dinámico y de encuentro entre las partes involucradas en el proyecto, por lo que necesita ser visitado y revisado con frecuencia durante la ejecución y seguimiento del mismo.

I.4.1 Identificación de actores y necesidades

En los inicios de la Cooperación al Desarrollo, los proyectos contaban con dos actores bien diferenciados: el interlocutor local de la comunidad y una organización del Norte. El interlocutor local podía adoptar diversas formas (una asociación de mujeres, una pequeña cooperativa agrícola, una asociación indígena, etc.). La presencia de este actor era muy importante, ya que con él se contaba con la participación de las comunidades de base. En este esquema, esta comunidad de base era la que ejecutaba directamente las acciones con el apoyo técnico y financiero de una organización del Norte.

Otra fórmula de articular los proyectos es aquella en la que se distinguen tres actores diferentes: el interlocutor local, una ONG del Sur y una ONG del Norte. En este esquema, la comunidad de base sigue ejecutando directamente las acciones con el apoyo técnico de la ONG local y el apoyo técnico y financiero de la ONG del Norte. Las comunidades de base tienen por definición un ámbito de actuación local. Sin embargo, las ONG locales suelen tener un ámbito de actuación superior (provincial o incluso estatal). Este ámbito de actuación supra-local permite, por ejemplo, la progresividad en el espacio de las actuaciones (ampliación de las zonas de aplicación de las acciones en función de la evaluación de los resultados en las primeras zonas aplicadas).

Cabe señalar que, lógicamente, en la práctica se encuentran modelos mixtos o híbridos de estas fórmulas con innumerables peculiaridades. De todas formas, se distinguen tres tipos de

funciones básicas: 1) La acción sobre el terreno. 2) El apoyo a la realización de esta acción. Y 3) la ayuda financiera y técnica necesaria para poder llevar a cabo las dos primeras funciones.

A.4.1.1 El análisis de las partes interesadas

La cooperación internacional al desarrollo se articula en un entorno social altamente complejo, tanto a escala macro como micro, donde la riqueza organizacional es aun mayor. En la escala micro, además, es donde se encuentran los diferentes grupos e individuos que afectan más directamente al proyecto y que son afectados por él, más allá de los comunitarios: Actores políticos, otras ONG que trabajan en la zona, empresas proveedoras o simplemente con negocios, etc. El análisis de estos actores, de sus potencialidades e intereses, es fundamental para tener un mapa claro de la situación y formular mejor nuestro proyecto y por ello es una de las herramientas utilizadas al inicio de la fase de identificación del ciclo de proyecto.

Una parte interesada puede ser cualquier individuo, grupo de personas, institución o empresa susceptible de tener un vínculo con un proyecto o programa dado y suelen pertenecer a uno de los siguientes colectivos: Gobierno (extranjero, nacional, regional o local), población local (familias, comunidades de agricultores, diferentes comités), empresas (pequeñas, medianas y grandes; y de todo tipo, producción, comercio y servicios) y ONG locales o extranjeras.

El objetivo del análisis de las partes interesadas es optimizar los beneficios sociales e institucionales del proyecto y limitar posibles impactos negativos. Para ello se debe permitir identificar:

- Cualquier parte susceptible de ser afectada (positiva o negativamente) por el proyecto.
- La manera en la que cada parte es afectada.
- La influencia de cada una de las partes sobre el proyecto.

El resultado del análisis se resume en una tabla, como la mostrada en la figura A.4, donde se describirán las características principales de cada parte, el problema que intenta solucionar, su interés principal, su potencial no explotado para el bien de la comunidad, y su posible interrelación con las otras partes. Las características deberán incluir las dimensiones social y económica, las diferencias entre mujeres y hombres, la estructura de la parte identificada y su actitud hacia el desarrollo de la comunidad. Las potencialidades se describirán en términos de recursos económicos y materiales, conocimiento y experiencia.

Actores	1	2	3	4	5...
Características					
Problema					
Interés					
Potencial					
Interrelación					

Fig.A. 4 Tabla de análisis en la identificación

A.4.1.2 El enfoque de género

En todas las sociedades, existen diferencias entre los papeles y las responsabilidades de las mujeres y de los hombres, especialmente en lo que se refiere al acceso a los recursos, el control de dichos recursos y la participación en la toma de decisiones. Las mujeres y los hombres no tienen un acceso equitativo a los servicios (p.ej. medios de transporte, salud, educación) y a las oportunidades de la vida económica, social y política. Estas desigualdades son un obstáculo para el crecimiento económico y pesan sobre el desarrollo. El no tomar en cuenta los aspectos de género de manera adecuada puede comprometer a la eficiencia y la sostenibilidad de los proyectos, incluso puede acentuar las desigualdades existentes. Resulta vital analizar las diferencias y desigualdades entre mujeres y hombres e integrarlas en la intervención, sus objetivos, sus estrategias y la asignación de recursos. Por ello, el análisis de las partes interesadas debe identificar sistemáticamente todas las diferencias entre mujeres y hombres, los intereses, los problemas y los potenciales específicos de las mujeres y de los hombres dentro de las partes interesadas.

A.4.1.3 La participación en la identificación

De manera ideal, se debería diseñar un proyecto en el ámbito de un taller participativo de planificación que reúna los representantes de las principales partes interesadas, con una representación equilibrada de los diferentes intereses involucrados. Al revisar el marco lógico a lo largo de la vida de un proyecto, también se necesita examinar el análisis inicial de las partes interesadas. Tanto este análisis como el de problemas tienen vínculos estrechos: sin considerar de forma adecuada los puntos de vista y necesidades de las distintas partes interesadas en un problema es difícil que surjan propuestas alternativas de solución.

Es importante destacar que para poder identificar a los diferentes actores y sus necesidades resulta imprescindible analizar la situación social, económica y política de la región en cuestión. Sin este análisis sería imposible asumir el papel de los diferentes grupos de interés, instituciones y entidades que son susceptibles de participar en un determinado proyecto. Debe enfatizarse que el desarrollo económico local no puede ser alcanzado con la participación exclusiva de un solo sector, institución o gremio. Por el contrario, se requiere de la participación de los diversos actores involucrados y con interés de asumir un rol de transformadores de su propia realidad.

A.4.1.4 La lista de problemas

Una vez se dispone de los actores y partes involucradas identificadas es necesario crear un listado de los problemas que se hayan mencionado e identificado. Los talleres participativos realizados, por ejemplo, proporcionaran un buen número de problemas identificados por parte de los diferentes actores. Esta lista es un paso necesario para realizar el análisis causal de los problemas, que se expone a continuación.

I.4.2 Análisis de problemas

A partir de la lista de problemas recopilada durante la identificación, se elabora una estructuración de los mismos en forma de "árbol de problemas", asociado a la fase de formulación y que permitirá fijar los objetivos del proyecto posteriormente.

El análisis de problemas, al igual que el de partes involucradas, deberá ser fruto de la participación de los distintos actores del proyecto. Si no se contemplan las necesidades de los posibles afectados, en fases posteriores del ciclo del proyecto seguramente surgirán los conflictos de intereses no resueltos, especialmente por parte de personas afectadas que no habían intervenido inicialmente. Por consiguiente, la implicación y participación de todos los posibles involucrados en el proyecto es un elemento clave para la buena marcha del mismo. Esta participación se debe llevar a cabo mediante un taller en el que intervendrán las partes interesadas (que conocen la problemática) y coordinado por una persona (el/la facilitador/a) que domina el método y la dinámica del grupo. Este procedimiento puede combinarse con otros, como estudios técnicos, económicos y sociales cuyos resultados pueden añadirse al análisis efectuado por el grupo.

El análisis de los problemas identifica los aspectos negativos de una situación existente. Se elabora un árbol de problemas jerarquizado donde se organizan de modo que se visualicen las relaciones causa-efecto entre cada uno de ellos (ver la figura I.5). Una vez se ha construido el árbol de problemas se debe identificar el problema principal que se intentará solucionar con el proyecto. A modo de resumen se puede decir que el análisis de problemas se divide en tres etapas:

- Identificar los problemas de las diferentes partes involucradas: crear la lista de problemas.
- Visualizar los problemas en un diagrama de "jerarquía de problemas" basado en relaciones causa– efecto.
- Identificar el problema principal que se desea solucionar.

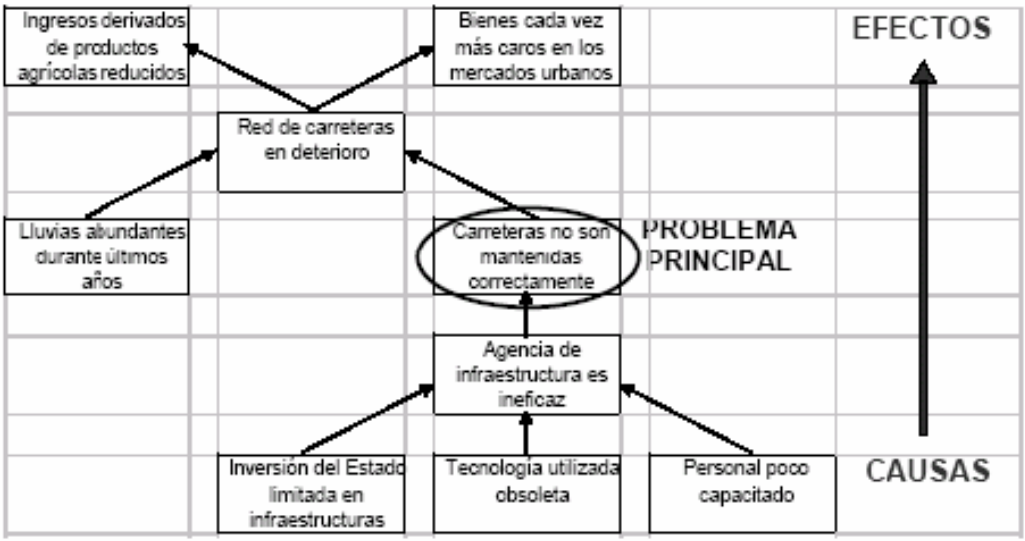


Fig. I.5 Ejemplo de árbol de problemas

Para elaborar el árbol es necesario elegir un problema de salida, y, partiendo de él conectar el resto según su relación de causalidad: los efectos en la parte superior y sus causas en la inferior. Los problemas deben ser actuales, no futuros y deben estar formulados claramente. Se debe resaltar que la posición del problema en el árbol no indica su orden de importancia, sino su interrelación con los problemas identificados.

Es importante destacar que el marco lógico en general, y el árbol de problemas en particular, son herramientas conceptuales que ayudan a razonar y construir nuestro proyecto de manera lógica pero que no dejan de ser simplificaciones de una realidad altamente compleja.

Esto es especialmente relevante cuando se construye el árbol de problemas, pues un problema puede ser, y a menudo es, a la vez causa y efecto de otros, por lo que puede haber tendencia a crear circularidades múltiples que es imposible reflejar en una representación lineal y secuencial. Para no caer en una espiral improductiva de circularidades en un espacio participativo tipo taller, el facilitador del mismo, en base a su sentido común y experiencia, deberá llegar a un consenso con los participantes en cuanto a la relación lineal causa-efecto que los diferentes problemas mantienen entre sí y que se utilizará como marco de referencia.

I.4.3 Análisis de objetivos

El siguiente paso es la elaboración del “árbol de objetivos”, que se basa en el análisis de los objetivos. Este procedimiento metodológico permite:

- Describir la situación futura que prevalecerá una vez resueltos los problemas.
- Verificar la jerarquía de los objetivos.
- Visualizar en un diagrama las relaciones medio – fin.

El árbol de objetivos se construye positivizando todos los problemas mediante su transformación en objetivos realistas, ver la figura A.6. Es decir, los “estados negativos” del árbol de problemas se convierten en soluciones, expresadas en forma de “estados positivos”. Así por ejemplo “la falta de médicos y medicamentos” se convierte en “suministro regular de material médico y personal de asistencia cualificado”. De hecho, todos esos estados positivos son objetivos y se presentan en un diagrama de objetivos en el que se observa la jerarquía (relación lógica) de los medios y de los fines. Es decir, la relación causa-efecto del árbol de problemas se transforma en una relación medio-fin. Este diagrama permite tener una visión global y clara de la situación positiva que se desea.

En el diagrama suelen aparecer algunos objetivos que no pueden ser realizados por medio del proyecto previsto. Dichos objetivos deberán formar parte de otros proyectos. Por otro lado,

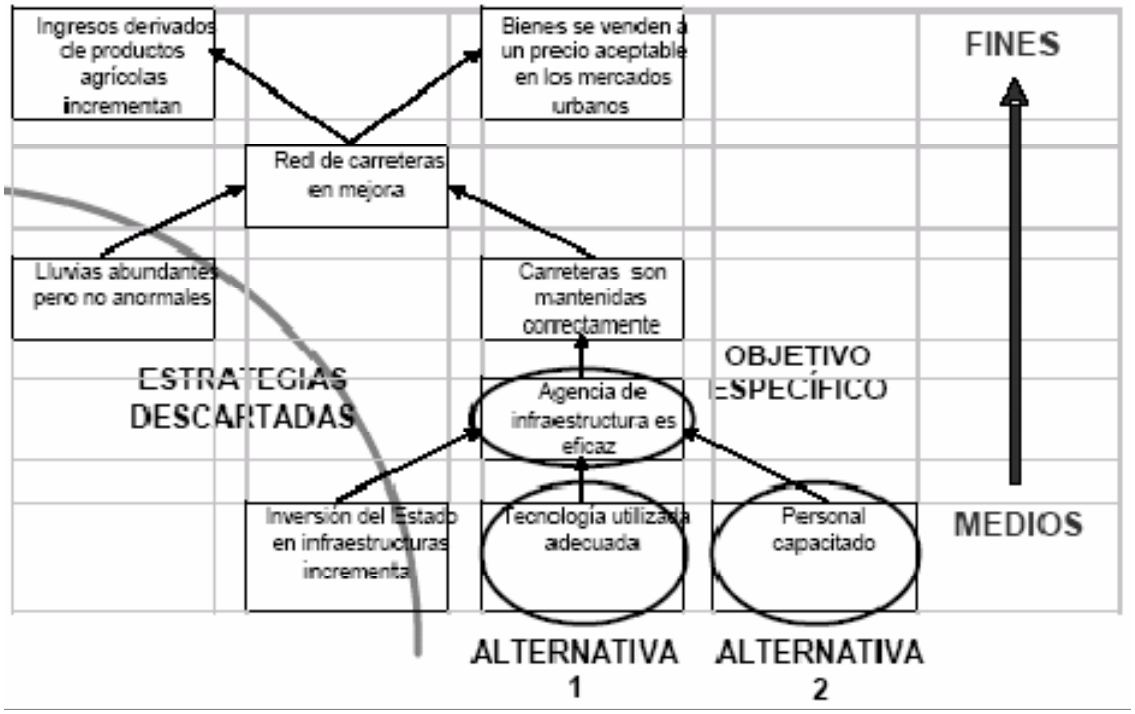


Fig. I. 6 Ejemplo de árbol de objetivos. Selección de alternativas

algunos objetivos podrían resultar poco realistas, por lo que sería necesario encontrar otras soluciones a los problemas planteados, o bien renunciar temporalmente. En base a este razonamiento se debe identificar el objetivo específico. Es decir, el objetivo principal que se pretende alcanzar mediante nuestro proyecto.

I.4.4 Análisis de alternativas

Una vez se ha establecido cuál va a ser el objetivo específico se procede al análisis de alternativas para determinar cómo alcanzarlo. Este análisis consiste en la selección de la o las líneas lógicas del árbol de objetivos que se aplicarán para alcanzar los objetivos deseados. Se determinan los objetivos que quedan dentro y fuera del proyecto, se confirma el objetivo específico y los objetivos globales del mismo, y se establecen las alternativas como grupos de objetivos interconectados entre sí.

En el análisis de alternativas se definen los criterios que se utilizarán para seleccionar las alternativas, identificarlas y seleccionar la que se implementará.

El primer paso consiste en definir criterios precisos que permitan elegir posteriormente. Algunos ejemplos de criterios serían las prioridades de las partes interesadas, la probabilidad de éxito (de conseguir los objetivos), el presupuesto disponible, el coste total, la pertinencia, el periodo que debe cubrir, la contribución del proyecto a la reducción de las desigualdades, las desigualdades entre mujeres y hombres (criterio de género), los riesgos sociales, participación local, el análisis de los grupos perjudicados, criterios ambientales, el posicionamiento de las

autoridades, los rendimientos y las tecnología apropiada, etc. Los criterios deben incorporar la misión, características, experiencia y saber adquirido de los promotores del proyecto en cuestión.

El segundo paso es la identificación de las distintas alternativas posibles para alcanzar el objetivo específico. Los objetivos se agrupan según su relación causal en grupos de objetivos ligados siguiendo la lógica de "medios-fines". Estos grupos de objetivos suelen estar gráficamente representados en el árbol de objetivos como "patas", con posibles ramificaciones. Cada una de ellas representa una alternativa operativa a seguir y pueden estar diferenciadas entre sí en función de su tipología (de carácter económico, político, social o con objetivos referentes a un conocimiento específico). La clasificación de los objetivos en alternativas es una herramienta que permite construir un marco conceptual de referencia altamente útil para gestionar el proyecto, pero como ya se ha comentado los grupos de objetivos suelen estar relacionados entre sí, por lo que su aplicación debe ser flexible.

Por último, se debe hacer la selección de la alternativa a implementar. En la tabla presentada en la figura I.7 se han considerado tres alternativas genéricas confrontadas con un listado de criterios (pudiendo corresponder, por ejemplo, a las indicadas en la Figura A.6, considerando que la alternativa 3 corresponde a la acción conjunta de la 1 y la 2). En función de este análisis, que puede realizarse de forma cualitativa o cuantitativa, se optará por una de ellas. Esta elección fija la parte del árbol de objetivos sobre el que incidirá en nuestro proyecto.

Alternativas / Criterios	1	2	3
Coste			
Posibilidad de éxto			
Coste/beneficio			
Horizonte temporal			
Dependencia			
Riesgo social			

Otros criterios: género, participación local, criterios ambientales, posicionamiento de les autoridades, tecnología apropiada...

Fig. I.7 Análisis de alternativas

Según la extensión y la cantidad de trabajo implicadas, las alternativas escogidas podrían traducirse en uno o más proyectos. En tales situaciones es conveniente proceder a romper el árbol del programa en sub-árboles de objetivos lo suficientemente concretos y sencillos para poder gestionarlos como proyectos diferenciados.

I.4.5 Matriz del Marco Lógico

El EML se completa en una matriz de planificación que permite estructurar el contenido del proyecto o programa de forma completa y comprensible. La matriz, llamada habitualmente "marco lógico", se utiliza en las fases de formulación, ejecución y evaluación del ciclo de proyecto.

Los motivos para elaborar el "marco lógico", de forma estructurada son:

- Visualizar y gestionar el proyecto de forma integrada con el proceso de desarrollo en que se inscribe.
- Estructurar el proyecto por niveles de actuación – reflexión, y así destacar la lógica de intervención subyacente que puede ayudar en la modificación y adaptación del mismo.
- Prever indicadores y así poder enfocar el seguimiento y la evaluación de forma integrada.

La matriz, figura A.8, consta de 4 columnas y 4 filas, con contenidos diferenciados en cada casilla. Sus contenidos se puede leer siguiendo una lógica llamada vertical y otra horizontal. La lógica vertical determina lo que el proyecto pretende alcanzar, aclara las relaciones de causalidad y especifica las hipótesis e incertidumbres importantes que escapan a la gestión del proyecto. En cambio, la lógica horizontal se refiere a la medición de los efectos del proyecto a distintos niveles, mediante la especificación de indicadores claves, y de las fuentes donde se pueden verificar.

Objetivo global	Indicadores	Fuente	
Objetivo específico	Indicadores	Fuente	Factores externos
Resultados	Indicadores	Fuente	Factores externos
Actividades	Insumos	Pre-condiciones	Factores externos

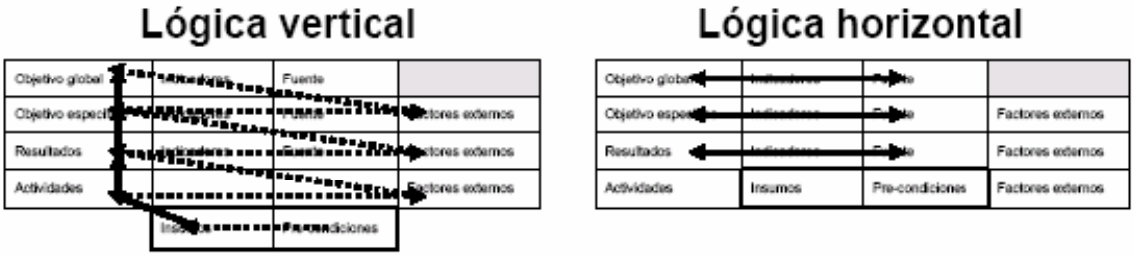


Fig. I.8 Matriz de marco lógico. Elementos y construcción. La lógica vertical y horizontal

I.4.5.1 La lógica vertical

La lógica vertical se estructura a dos niveles de profundidad. En el primero se distinguen los elementos de la primera columna, y en el segundo se incorporan los de la cuarta.

La primera columna del marco lógico se llama habitualmente "lógica de intervención" e indica la línea conceptual que seguirá el proyecto:

En la cuarta fila aparecen las actividades y los medios (insumos materiales y no materiales) necesarios para poder llevar a cabo dichas actividades. Las actividades son las acciones concretas que el proyecto llevará a cabo para obtener los resultados. Resumen como se implementará el proyecto y están íntimamente relacionadas con los medios (presupuesto) y la temporalización (cronograma).

Los resultados, que se encuentran en la tercera fila, se alcanzan al ejecutar las actividades. Es decir, los resultados son el fruto de la realización efectiva de una serie de actividades.

El conjunto de los resultados conduce a la realización del objetivo específico. El objetivo específico es el objetivo a alcanzar durante la ejecución del proyecto, susceptible de continuar después del proyecto. El objetivo específico tendrá que responder al problema central y definirse en términos de beneficios sostenibles para los grupos beneficiarios. Sólo debe haber un objetivo específico por proyecto. Un proyecto puede resultar muy complejo y plantear problemas de gestión si implica más de un objetivo específico. Con varios objetivos específicos pueden emerger objetivos imprecisos y conflictivos. En el caso de que se concluya que dos objetivos específicos son necesarios, se deberá romper el árbol en dos y enfocar la intervención como dos proyectos distintos – coordinados.

El objetivo específico conducirá, fuera del ámbito de actuación directo del propio proyecto, al objetivo global. El objetivo global explica la importancia del proyecto para la sociedad, en términos de beneficios a más largo plazo que el propio proyecto para los beneficiarios finales y los beneficios más amplios para los demás grupos involucrados.

Desde un punto de vista terminológico, cabe señalar que los resultados, el objetivo específico y los objetivos globales suelen llamarse de forma genérica “objetivos”, pues pueden entenderse de forma intercambiada a diferentes escalas de intervención (pasando, por ejemplo, el objetivo global a específico y el específico a resultado, si se amplía la escala).

Es evidente que el proyecto por sí mismo no puede alcanzar todos los objetivos identificados en el árbol de objetivos y dependerá de que se den (o no) ciertas condiciones o factores externos al propio proyecto. Esta información está vinculada a la alternativa seleccionada, siendo factores externos los objetivos de las alternativas no incluidos en la lógica de intervención (primera columna de la matriz) y aquellas hipótesis adicionales que influencian la ejecución del proyecto y su sostenibilidad a largo plazo pero que escapan al control del mismo.

Se distinguen cuatro niveles de hipótesis, según sea su nivel de afectación en la lógica de intervención. Finalmente, la lógica vertical completa del marco lógico funciona según la relación siguiente:

- Si se cumplen las precondiciones, también llamadas condiciones previas, las actividades se iniciarán. Las precondiciones son simplemente hipótesis que deben garantizarse antes de liberar fondos que permitirán poner el proyecto en marcha, un caso típico es la firma de los convenios de colaboración estipulados.
- Si se ejecutan las actividades y se concretan las hipótesis en este nivel, se alcanzarán los resultados.
- Si se alcanzan los resultados y se concretan las hipótesis en este nivel, se alcanzará el objetivo específico.

- Si se alcanza el objetivo específico y se concretan las hipótesis en este nivel, el proyecto contribuirá a la realización de los objetivos globales.

Cabe señalar que la formulación de las hipótesis ha de realizarse en sentido positivo o favorable al proyecto. En esta línea, algunos ejemplos de hipótesis podrían ser: "la ayuda monetaria llega sin dificultades a la región", "la situación política de la región se mantiene estable", etc.

El análisis de la lógica vertical permite, por tanto, comprobar no sólo la lógica de la intervención sino su encuadre en el entorno y grado de factibilidad. Ante factores externos altamente relevantes para alcanzar el objetivo de nivel siguiente (o equivalentemente precondiciones), que sean a la vez altamente improbables, puede ser necesario replantearse la intervención.

I.4.5.2 La lógica horizontal

La lógica horizontal está compuesta por los objetivos, los indicadores objetivamente verificables (IOV) de esos objetivos, y las fuentes de verificación (FDV) de los mismos. Su establecimiento es fundamental para el seguimiento y evaluación del proyecto.

Los indicadores (IOV) constituyen las descripciones operativas de los objetivos. Es decir, los describen en términos de cantidad, de calidad, de grupos meta, de tiempo y de localización. Los IOV son necesarios ya que los objetivos de un proyecto no se pueden medir directamente, por lo que es necesario hacerlo indirectamente a través de ellos. Un buen indicador debe:

- Ser susceptible de medición.
- Ser concreto, en su formulación no debe llevar a equívocos, y pertinente, medir lo que debe medir.
- Estar disponible a un coste aceptable.
- Estar disponible en un tiempo aceptable.

A menudo se suelen utilizar varios indicadores para un solo objetivo. La combinación de indicadores permite matizar el objetivo que se desea medir y obtener informaciones más fiables. No obstante, por motivos de eficiencia de recursos y tiempos es importante no incluir demasiados indicadores.

Los insumos necesarios para llevar a cabo las actividades planificadas deben aparecer en la fila más baja de la segunda columna. Con esto se observa que no figuran indicadores de actividades en el marco lógico, aunque, de hecho, los propios insumos pueden entenderse como indicadores de las actividades, dados los insumos las actividades simplemente se deben realizar.

Las fuentes de verificación (FDV) son los medios que nos permiten dar un valor concreto a los indicadores, y deben precisarse en paralelo a la formulación de los indicadores. Indican dónde y en qué forma se pueden encontrar las informaciones con respecto a la realización de los objetivos globales, del objetivo específico y de los resultados. Así, por ejemplo, diferentes estudios en una región (estudios de tránsito, económicos, etc.) permiten obtener datos analíticos que darán paso a una cuantificación de los indicadores.

Las FDV deben especificar los puntos siguientes:

- El formato de presentación de las informaciones (por ejemplo: informes intermedios, registros del proyecto, estadísticas oficiales, etc.)
- Quién debe proporcionar las informaciones.
- La regularidad con que deben ser proporcionadas (por ejemplo, mensualmente, trimestralmente, anualmente, etc.)

Por último, se puede considerar que el planteamiento de financiación es un FDV de los insumos, en este caso se incorpora dicho plan en la matriz en la casilla más baja de la segunda columna junto con los propios insumos. Bajo esta lógica, algunas variantes de matriz sitúan la financiación en la casilla más baja de la columna tercera, desplazando las precondiciones fuera de la tabla, debajo de los factores externos.

I.4.5.3 La construcción de la matriz

Como conclusión se resumen los pasos a seguir para construir la matriz del marco lógico.

- Se introducen los objetivos: general, específico y resultados, partiendo de la alternativa que se ha elegido previamente del árbol de objetivos.
- Se introducen las actividades a ejecutar para conseguir los resultados propuestos.
- Se definen los insumos, las precondiciones y las hipótesis que se asumen en la lógica de intervención.
- Y finalmente se establecen los indicadores (y las fuentes de verificación) que permiten monitorizar el proceso.

ANEXO II. TECNOLOGÍA PARA EL DESARROLLO HUMANO

ANEXO II. TECNOLOGÍA PARA EL DESARROLLO HUMANO ***1***

II. TECNOLOGÍA ***3***

II.1. CIENCIA, TECNOLOGÍA Y SOCIEDAD **5**

II.1.1 HACIA UNA NUEVA RELACIÓN 7

II.2. TECNOLOGÍAS APROPIADAS **9**

II.3. TECNOLOGÍA PARA EL DESARROLLO HUMANO **11**

II.3.1 TECNOLOGÍA Y DESARROLLO 11

II.3.2 APROXIMACIÓN INTRSUMENTAL 16

II.4. ACCIONES EN COOPERACIÓN AL DESARROLLO **17**

II.4.1 PROYECTOS, PROGRAMAS Y ESTRATEGIAS DE DESARROLLO E INCIDENCIA 18

II.4.2 GESTIÓN DE CONOCIMIENTO TECNOLÓGICO APROPIADO 20

II.4.3 EDUCACIÓN Y SENSIBILIZACIÓN PARA EL CAMBIO 22

II. TECNOLOGÍA

En este anexo se analiza el factor tecnológico desde la óptica del desarrollo humano. El objetivo principal es definir un marco de referencia para las acciones de promoción del desarrollo humano en las que la componente tecnológica es relevante: por una parte, aquéllas realizadas en países, pueblos y comunidades del Sur, donde la urgencia de las carencias materiales para una vida digna reducen demasiadas veces la cooperación al asistencialismo; por otra parte, aquéllas que se llevan a cabo en los países del Norte, donde el germen del esperado cambio global sigue echando raíces, aunque no dispone todavía de espacios sociopolíticos adecuados para su concreción.

La tecnología es abordada en el marco de las relaciones entre ciencia, tecnología y sociedad (CTS), relaciones llenas de tensiones y puntos de vista contrapuestos que juegan un rol central en la sociedad globalizada actual. La reflexión sobre la relación entre sociedad y tecnología enmarca la aparición del paradigma de las tecnologías apropiadas a finales de los años 60. Éste surgió en el campo de la cooperación al desarrollo, como una respuesta al reto de articular una relación armónica del triángulo CTS desde modelos de desarrollo endógeno y, posteriormente, sostenible.

La aparición y difusión del concepto de desarrollo humano durante los años 90 ha provocado en el campo de la Ingeniería un cuestionamiento de las concepciones reduccionistas presentes en el ámbito de las tecnologías apropiadas. Así, el concepto de Tecnología para el Desarrollo Humano (TpDH) aparece junto con el siglo XXI como una respuesta al reto de articular la relación CTS desde una perspectiva de desarrollo humano.

La motivación central del planteamiento de la TpDH es el reconocimiento de la necesidad y factibilidad de orientar el progreso tecnológico hacia la promoción del desarrollo humano. Para avanzar en dicha dirección se propone partir del compromiso ético con la erradicación de la pobreza, tanto material (capital económico) como de capacidades (capital intelectual); y actuar con vocación multiescala (local – regional – global), tomando como referencia la exigencia del cumplimiento de los Derechos Humanos desde un enfoque basado en la acción.

La difusión del concepto de desarrollo humano realizada por el PNUD durante la década de los 90 ha provocado un cuestionamiento del papel del factor tecnológico con relación al desarrollo y, más allá, con las estrategias de la cooperación al desarrollo: "No hay una correlación directa entre crecimiento económico y desarrollo humano" (PNUD, 1996), y por tanto no se cumple la relación lineal entre progreso científico, tecnológico, económico y social; o "Existe una particular necesidad de tecnologías que satisfagan las necesidades de los pobres" (PNUD, 1998).

En el informe del PNUD del año 2001 “Poner el adelanto tecnológico al servicio del desarrollo humano” se constata que los adelantos en el desarrollo humano y la erradicación de la pobreza logrados en el siglo XX se han basado en gran medida en adelantos tecnológicos. Esta visión del papel de la tecnología en la promoción del desarrollo ha complementado las líneas de trabajo clásicas de cooperación al desarrollo y tecnología, basadas en los conceptos establecidos en los años 60.

El proceso a favor de una redefinición del rol de la tecnología y la ingeniería en el plano de la cooperación internacional y el del desarrollo ha sido impulsado de forma explícita por Kofi Annan en forma de reto al foro económico de Davos (2002): "Ayudar a movilizar la ciencia y tecnología globales para poder abordar las crisis entrelazadas de hambruna, enfermedad, degradación ambiental y conflictos que están reteniendo el progreso del mundo en desarrollo". Son muestra de esto las recientes iniciativas "Ingeniería para un mundo mejor" del UNESCO (1993) o "Inventando un futuro mejor" del InterAcademy Council (2004). También destaca la creación de la comisión de Desarrollo de Capacidades en la Federación Mundial de Organizaciones de Ingeniería (FMOI), www.fmoi.org, organización acogida en la UNESCO y en la que España esta representada a través del Instituto de Ingeniería de España, www.iies.es. Posteriormente se incidirá en el papel específico de las infraestructuras, también puesto encima de la mesa por el informe del Banco Mundial para el 2004 "Hacer que los servicios funcionen para los pobres".

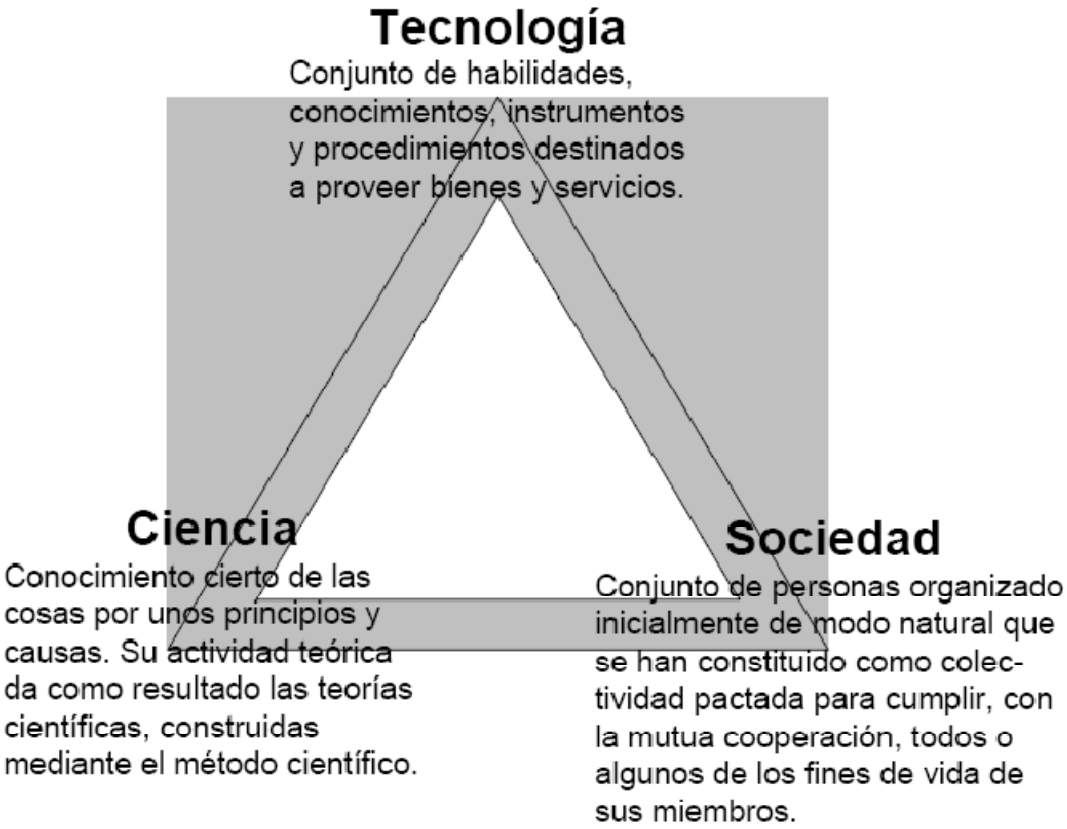


Fig.II 1 Relación ente Ciencia, Tecnología y Sociedad

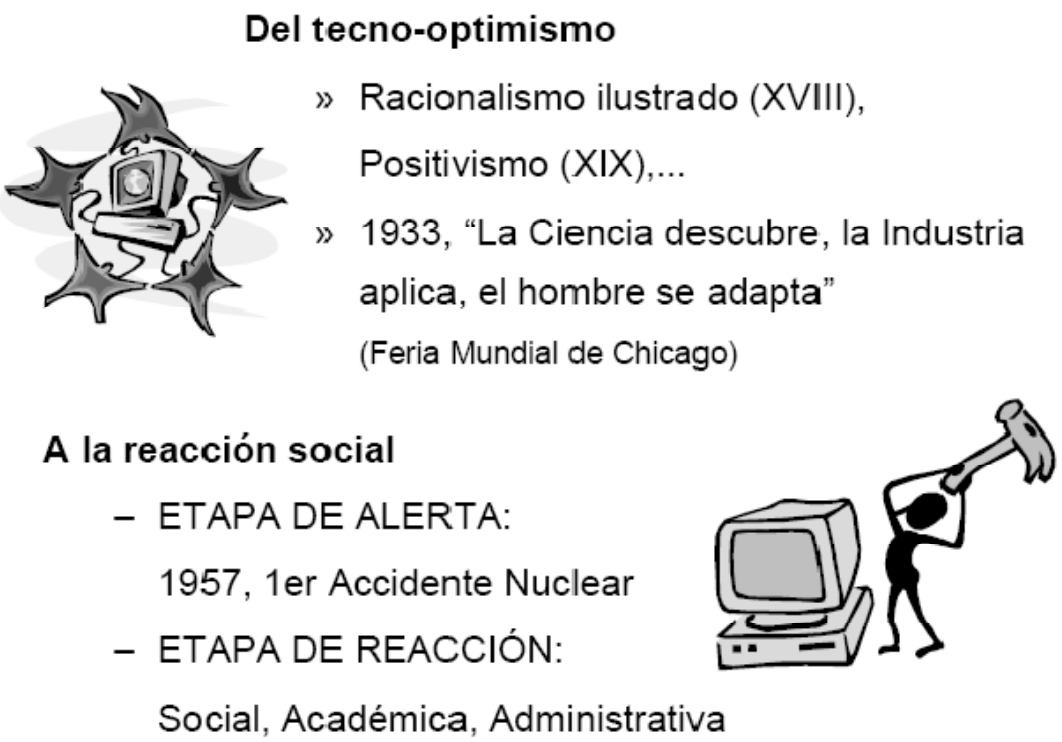


Fig.II 2 Tendencias de la relación CTS

II.1. CIENCIA, TECNOLOGÍA Y SOCIEDAD

Existen multitud de acepciones y corrientes filosóficas y sociológicas referidas al término "tecnología". Según la UNESCO, se entiende por tal "las habilidades, conocimientos, instrumentos y procedimientos destinados a proveer bienes y servicios". Benavides (1998) propone la siguiente definición, más explícita: "Sistema de conocimientos y de información derivado de la investigación, de la experimentación o de la experiencia y que, unido a los métodos de producción, comercialización y gestión que le son propios, permite crear una forma reproducible o generar nuevos o mejorados productos, procesos o servicios". Así pues, el concepto de tecnología comprende:

- Un conjunto de conocimientos o de **saber**.
- Una aplicabilidad de ese conocimiento a las actividades humanas o **saber hacer**.
- Una finalidad utilitaria, que conduce a obtener resultados, o **saber hacer cosas útiles**.

La Nomenclatura Internacional de la UNESCO para los campos de Ciencia y Tecnología (1983) nos ofrece una visión detallada de todas las áreas de conocimiento que se vinculan al campo de las Ciencias Tecnológicas. Puede concluirse, bajo un punto de vista intuitivo, que se puede asociar la tecnología al conjunto de distintas profesiones y titulaciones universitarias de ingeniería y arquitectura. En el caso de la palabra ingeniería, todas sus acepciones se refieren a la facultad del ser humano para discurrir o inventar con prontitud y facilidad, así como para señalar las máquinas o artificios mecánicos inventados.

Siguiendo la definición de la *Acreditation Board of Engineering and Technology*, podemos caracterizar la profesión de la ingeniería como aquella en la que "el conocimiento de las ciencias matemáticas y naturales adquiridas mediante el estudio, la experiencia y la práctica se emplea

con buen juicio a fin de desarrollar modos en que se puedan utilizar, de manera óptima, los materiales y las fuerzas de la naturaleza en beneficio de la humanidad, en el contexto de restricciones éticas, físicas, económicas, ambientales, humanas, políticas, legales y culturales." Así pues, aunque distintos, los conceptos de ingeniería y tecnología están íntimamente relacionados.

El estudio de las relaciones entre Ciencia, Tecnología y Sociedad (CTS) se populariza en los años 70, en plena etapa de reflexión sobre el modelo de desarrollo occidental y el papel que la tecnología ejerce sobre él, partiendo de los análisis que la Sociología y la Filosofía de la Ciencia hacen al respecto.

El análisis sobre las relaciones que se dan en el marco CTS es compleja. Para avanzar en su interpretación, esquematizada en la II.2 es conveniente partir de tres concepciones sobre la Tecnología que se describen brevemente a continuación.

La concepción intelectualista. La tecnología es la ciencia aplicada. Considera que es el conocimiento práctico derivado del conocimiento teórico. Se asume que las teorías científicas son neutrales, objetivas, racionales y libres de influencia externa al propio ámbito científico. Esta concepción no tiene en cuenta que los intereses particulares influyen sobre el desarrollo del conocimiento científico, como es el caso del sector del armamento o la medicina.

La concepción instrumentalista. Circunscribe la tecnología al conjunto de herramientas construidas para diversas tareas que, como tales, son neutras y permanecen siempre bajo las mismas normas de eficacia. Esta concepción del "todo depende que cómo se use", simple pero arraigada, impide el análisis crítico sobre la intención social, económica y política que cada tecnología implica, a la vez que libera a los técnicos de responsabilidades**,** ya que los sitúa como piezas de un engranaje superior.

La concepción autónoma. Se estima que la tecnología tiene su propia lógica interna de desarrollo, la lógica de la "eficacia" (es decir, "alcanzar objetivos") y que, por ello, no debe haber interferencias externas (decisiones sociales o políticas) que la condicionen. Este punto de vista lleva a posiciones ideológicas tecnocráticas.

Las tres acepciones, socialmente muy extendidas, se usan para justificar (implícita o explícitamente) una visión lineal de la relación entre progreso científico, tecnológico, económico y social; relación que, como se ha indicado, no es cierta. Este planteamiento conduce a dos posicionamientos sociales contrapuestos: el tecno-optimismo y el tecno-pesimismo. Ambos posicionamientos, que se presentan a continuación (ver II.2), se pueden encontrar en la historia reciente con distinto nivel de predominio (ver Moñux, 2000).

En una primera etapa de tecno-optimismo (siglos XVIII y XIX) se forjaron como ideas básicas que el progreso técnico equivale a felicidad (racionalismo ilustrado) así como la objetividad absoluta de la ciencia (positivismo). Durante la primera mitad del XX continuó la fe en el progreso técnico, sin pensar en sus consecuencias. Un ejemplo paradigmático de esta etapa es el lema de la Feria Mundial de Chicago de 1933 "La Ciencia descubre, la Industria aplica, el Hombre se adapta" (Rip, 2000). Pero tras el fin de la II Guerra Mundial y con el primer accidente nuclear (1957), se inicia una etapa de alerta que culmina en los años 70 con una reacción en diversos ámbitos:

Social (movimientos de contracultura: nace Intermediate Technology Development Group (ITDG) en 1966; Greenpeace en 1969; Schumacher publica *Small Is Beautiful: Economics as if People Mattered* en 1973; Dickson, *Alternative Technology and the Politics of Technical Change* en 1974...).

Académico (nacimiento de los estudios en Ciencia, Tecnología y Sociedad).

Administrativo (con las primeras agencias sobre protección ambiental y progreso tecnológico, Environmental Protection Agency, EPA, en 1969 y Organic Trade Association, OTA, en 1972).

II.1.1 HACIA UNA NUEVA RELACIÓN

Actualmente, tras la explosión de las tecnologías de la información y las comunicaciones y los recientes avances en biomedicina y genética, la sociedad se debate entre el tecno-optimismo y el tecno-pesimismo, con una fuerte fractura entre los grupos sociales más o menos cercanos a los beneficios de dichos avances.

De cara a construir una nueva visión social del progreso tecnológico se debe huir de la visión neutral y autónoma de la tecnología y de la dicotomía optimismo – pesimismo. La nueva relación debe orientarse hacia objetivos sociales a largo plazo (bienestar, sostenibilidad, desarrollo humano), de forma que facilite la superación de la actual situación de desigualdad y falta de gobernabilidad. Esta tarea exige una respuesta política, educativa y profesional, ya que diseñando tecnología se contribuye a diseñar sociedades.

Por ello la tecnología debe entenderse como un fenómeno social, y, por tanto, enmarcarse durante todo su ciclo vital en su contexto social, político, económico, cultural e histórico. Los impactos que produce no son elementos externos que se deben asumir, sino parte intrínseca del propio desarrollo tecnológico.

Se deben considerar ciertas dificultades estructurales para incluir objetivos sociales en el cambio tecnológico:

La inercia de los sistemas tecnológicos. Existen múltiples barreras para la transición hacia un nuevo sistema: políticas, regulatorias, culturales y psicológicas, de demanda, de producción y de infraestructura y mantenimiento.

La **dificultad para influir en el proceso** de "variación y selección de tecnologías", que actualmente se deja en manos del mercado, incentivado como mucho por algunas subvenciones públicas.

Por otro lado, es necesario dotarse de mecanismos de control ético y social del cambio tecnológico (McLean, 1993; Rip, 2000). Es importante integrar la ética en la tecnología, huyendo de la "ética de crisis" (planteamientos sólo ante situaciones límite) y situándola en el plano del trabajo diario. De la misma forma que la ética profesional plantea los problemas morales relativos a preguntas como ¿debo? o ¿puedo?, la ética técnica debe dar respuestas a ¿cómo?.

La Comisión Europea en *Ciencia, sociedad y ciudadanos en Europa* (2000), consciente de la visión social de determinados problemas relacionados con el progreso tecnológico (desarrollo

insostenible, nuevos riesgos, empleo, biotecnologías...) indica que "la ciencia y la tecnología representan una de las fuerzas que modelan más claramente la evolución de las sociedades, siendo por lo tanto uno de los factores sobre los que éstas deben adquirir y ejercer un verdadero control."

Según la visión moderna de la indisoluble relación existente entre la investigación teórica (la ciencia) y el dominio sobre el objeto investigado (la técnica), es ésta la que tendría una función de experimentación y de dirección social y política. Ya que la concepción tecnocrática es una visión simplificada de la realidad, apta para dirigir la acción, se la puede definir como una auténtica ideología. La ideología tecnocrática se fundamenta en una concepción del radio de acción y del método de la ciencia, de las relaciones entre la ciencia y la técnica, y del papel social de la técnica, según la cual es real solamente aquello que es cuantificable, comprobable empíricamente, manipulable y, por lo tanto, todo aspecto de la realidad, incluso de la realidad socio-política, es investigable con los instrumentos de las ciencias exactas.

Tecnocracia significa literalmente "gobierno de los técnicos". El término se impone a partir de los primeros años 30 para indicar la progresiva expansión del poder de los técnicos de producción (en Química, Física e Ingeniería), basado en el supuesto de que quien está capacitado para gobernar el proceso industrial empresarial está capacitado para gobernar, no solamente enteros sectores productivos, sino también la sociedad industrial en su conjunto. Los técnicos industriales son pronto reemplazados por la clase de los "managers", que debe su fortuna al debilitamiento de la función de la propiedad (ya sea en su faceta de titularidad, con la sociedad por acciones, ya sea en su faceta decisoria), característico de los grandes grupos industriales.

En esta situación, la necesidad de un mayor control social de la ciencia y la tecnología pasa forzosamente por una revisión de los procesos de participación y decisión. El objetivo de la participación no es imponer límites a priori al desarrollo de la ciencia y la tecnología, sino negociar quién debe decidir objetivos políticos en ciencia y tecnología y quién supervisar su cumplimiento. Los motivos para la participación pública pueden resumirse en tres (López Cerezo et al., 1998):

Argumento **instrumental**: La participación es la mejor garantía para evitar la resistencia social y la desconfianza hacia las instituciones.

Argumento **normativo**: La tecnocracia es incompatible con los valores democráticos.

Argumento **sustantivo**: Los juicios de los no expertos son tan razonables como los de los expertos.

Una de las condiciones necesarias para una gestión social y ambientalmente adecuada del cambio tecnológico es superar los obstáculos que dificultan la participación pública en política tecnológica (ver Collingridge, 1980; Rojo, 2001).

II.2. TECNOLOGÍAS APROPIADAS

El concepto de Tecnología Apropiada nace en los años 60 a raíz de los impactos y fracasos de proyectos de desarrollo debidos a la implantación en países del Sur de soluciones tecnológicas occidentales. Surge en plena presencia de los movimientos contraculturales en los países desarrollados, con su fuerte crítica a la práctica destructiva implícita en la idea de confort de la civilización moderna. Una de las figuras clave fue E. F. Schumacher que fundó ITDG y acuñó el término de Tecnologías Intermedias, concepto inicialmente muy vinculado al desarrollo endógeno: "Todas las personas siempre han sabido como ayudarse a sí mismas. El problema es cómo ayudarlos para que se ayuden a sí mismos. En síntesis, buscar lo que la gente hace y ayudarles a hacerlo mejor, estudiar sus necesidades y ayudarles para que ellos se ayuden mutuamente" (Schumacher, 1973)

El concepto de Tecnología Intermedia se fue deteriorando, a medida que se le adherían ciertas connotaciones de tipo político, y evolucionó hacia el de Tecnologías Apropiadas, que se ha extendido durante todo el final del siglo XX, aunque con distintas acepciones (Motta, 1996). El concepto es utilizado tanto en un sentido restrictivo, incluyendo sólo las tecnologías para las personas de ingresos más bajos o en situaciones de escasez de medios (ver Hazeltine y Bull, 2003, para una amplia recopilación de diferentes tecnologías), como en un sentido amplio, extendiéndose "lo apropiado" a todo el hecho tecnológico y reflexionando sobre adaptabilidad de las tecnologías más modernas a las condiciones prevalecientes en los países en desarrollo.)

A pesar de las diferentes acepciones, el término Tecnologías Apropiadas se asocia a aquellas tecnologías que tienen las siguientes características:

- **Respeto a las tradiciones** locales técnicas y culturales.
- **Sostenibilidad medioambiental**. Respeto al medio ambiente y a los recursos naturales, de tal forma que no se comprometa a las generaciones futuras.
- **Sostenibilidad social**. Capacidad de mantenimiento de la tecnología por parte de la comunidad receptora. Esto se refiere tanto a los aspectos materiales (por ejemplo, disponibilidad de piezas de recambio) como a los conocimientos necesarios (formación y capacitación en tecnologías).
- **Fomento de las capacidades endógenas** de las comunidades, a través de su participación en todas las fases de la aplicación de la tecnología.
- Impulso del **aumento en los ingresos** de los beneficiarios (en caso de un proyecto productivo) o una mejora de sus oportunidades de aumentarlos (en el caso de las infraestructuras).

Estas características implican que el concepto de tecnologías apropiadas sea relativo; es decir, que siempre se refiere a un entorno concreto. Una tecnología puede ser adecuada en un lugar y en un momento y no serlo en otro. No tener en consideración esto ha conducido al fracaso de muchas líneas de trabajo con vocación de transferencia de conocimientos tecnológicos.

Una de las equivocaciones más habituales es la asociación de las tecnologías limpias con las apropiadas. Pero esto no siempre es así (ver la figura). A veces las soluciones óptimas son aquéllas que combinan técnicas y recursos tradicionales con técnicas y tecnologías modernas.

Fig.II 3 Esquema-marco de las tecnologías apropiadas

La visión más restringida del concepto de tecnología apropiada ha sido cuestionada, especialmente a raíz de los avances en diferentes sectores tecnológicos registrados durante la última década del siglo XX. Así, ante definiciones restrictivas formuladas como "Es la tecnología planeada o escogida por los usuarios locales" o "Aquella que integra los conocimientos y recursos locales", puede responderse que se trata más bien de que la tecnología sea apropiable: Los beneficiarios deben participar del proceso y hacer suya la solución tecnológica, siendo capaces de mantenerla gracias a que la intervención parte de la cultura local y contempla, como mínimo, la capacitación necesaria para evitar la dependencia. O ante planteamientos como que la tecnología apropiada debe ser "Respetuosa con la tradición y la cultura" se puede argumentar que se trata de procurar que la tecnología produzca cambios culturales (impactos) que respondan a objetivos deseables, partiendo de que las soluciones responden a la percepción de las necesidades por parte de los beneficiarios.

A inicios del siglo XXI, el concepto ha evolucionado hacia formulaciones nuevas que explicitan el modelo de desarrollo que marca el factor tecnológico, siendo una de las más recientes la de Tecnología para el Desarrollo Humano (TpDH).

II.3. TECNOLOGÍA PARA EL DESARROLLO HUMANO

El concepto nace tras la publicación del informe del PNUD del 2001, que sitúa su enfoque en la necesidad de replantearse el papel del factor tecnológico en función del objetivo de favorecer e impulsar el desarrollo humano y de la constatación de que los adelantos en el desarrollo humano y la erradicación de la pobreza logrados en el siglo XX fueron debidos en gran medida a adelantos tecnológicos. Uno de los primeros usos del concepto TpDH se remonta a ISF, www.isf.es, organización no gubernamental caracterizada por trabajar para poner la tecnología al servicio del desarrollo humano de las comunidades más desfavorecidas desde un enfoque basado en el derecho, el aprendizaje en equipo y la participación. Se entiende la TpDH desde un enfoque constructivo, situándolo como el marco de referencia para las acciones de cooperación en las que la componente tecnológica es relevante (Pérez-Foguet et al., 2002; Pérez-Foguet y Saz-Carranza, 2004).

A continuación, se describen diversos aspectos generales relacionados con el acceso a la tecnología y a la relación de esta con el desarrollo. Tras ello, se realiza una aproximación instrumental al concepto y se concretan las acciones prioritarias en el sector de la cooperación al desarrollo.

II.3.1 TECNOLOGÍA Y DESARROLLO

El informe del PNUD de 2001 se presentan dos indicadores relativos a las capacidades en relación al adelanto tecnológico: el Índice de Adelanto Tecnológico (IAT) y los Nodos de Innovación Tecnológica (NIT). Estos índices ponen de manifiesto la profunda brecha también en este ámbito entre el Norte y el Sur. Además de presentar los indicadores mencionados, dicho informe describe con detalle tres aspectos clave de la relación de la tecnología con la sociedad de principios del siglo XXI desde una perspectiva de promoción del desarrollo humano, y que son resumidos a continuación: Sus vínculos circulares con el crecimiento económico y el desarrollo humano, los profundos cambios sufridos con relación a la difusión del conocimiento y la gestión de los riesgos asociados al adelanto tecnológico.

Indicadores y brechas

El IAT, que se presenta en la Figura II.4 para algunos países europeos y latinoamericanos, refleja la capacidad de una sociedad de participar en el proceso de innovación tecnológica actual. Se define a partir de los logros de una sociedad en:

Creación de tecnología, según el volumen de patentes e ingresos del extranjero por derechos de explotación.

Difusión de innovaciones recientes, a través del número de nodos de Internet y del porcentaje de las exportaciones en alta tecnología.

Difusión de innovaciones antiguas, con arreglo al acceso a comunicación telefónica y al consumo eléctrico.

Capacidad de adquirir y desarrollar conocimientos especializados, en términos de media de escolarización y de tasa bruta de matrícula terciaria (en ciencias e ingenierías).

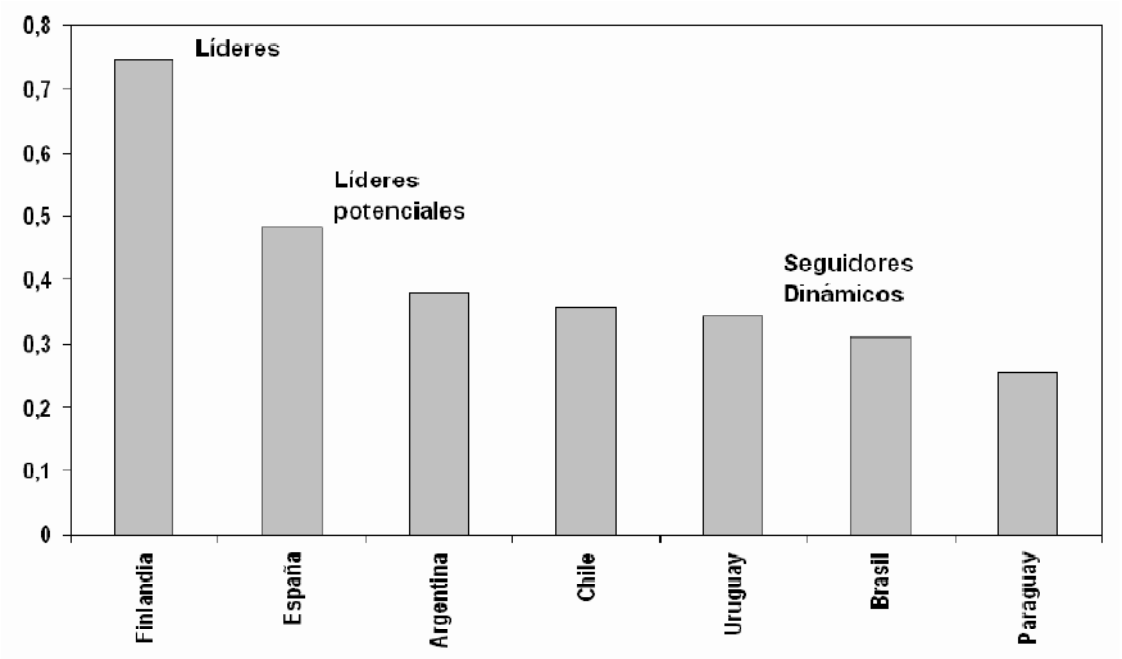


Fig.II 4 IAT de diversos países europeos y latinoamericanos, año 2000

Por otro lado los NIT son los lugares donde existe la capacidad para crear tecnología. En el año 2000, 36 de los 46 nodos de innovación tecnológica estaban en países de la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económico (OCDE). Estos nodos se obtienen después de realizar un estudio en el que se estima la capacidad de las universidades, la presencia empresarial y la estabilidad económica, el dinamismo de la población para crear nuevas empresas, y la disponibilidad de capital para crear nuevas empresas (capital – riesgo).

Como pone de manifiesto la fig.II 6 la diferencia o brecha que separa los países ricos de los pobres en las llamadas tecnologías maduras (aquellas que se vienen aplicando y desarrollando desde hace un mínimo de 20 - 25 años y has sido ampliamente probadas. Por ejemplo: los sistemas de control de tráfico o de localización de vehículos; los sistemas de información geográficos, etc.) es todavía muy importante, pero aún es mayor la que se está generando respecto a las nuevas tecnologías, la llamada brecha digital, ver la Figura 29. Por desgracia, las enormes desigualdades que existen no son sólo de acceso a la tecnología, sino también a la educación y aptitudes necesarias para aprovecharla adecuadamente, y, por supuesto, a la capacidad de innovación y financiación.

Círculos virtuosos

Como muestra la figura, las innovaciones tecnológicas afectan doblemente al desarrollo humano. Por un lado, elevan de modo directo las capacidades humanas gracias a sus aportaciones en diferentes sectores como la salud, la educación, etc., y, por otro, constituyen un medio para lograr el desarrollo gracias a sus repercusiones positivas en el crecimiento económico. A su vez, el desarrollo humano es un medio crucial para potenciar el desarrollo tecnológico, debido a su vocación de aumento de capacidades. Por consiguiente, el desarrollo humano y los avances tecnológicos se refuerzan mutuamente, con lo que se crea un primer círculo virtuoso. Por otro lado, la relación entre progreso tecnológico y crecimiento constituye un segundo círculo virtuoso

que potencia al primero a través de los efectos directos del crecimiento económico sobre el desarrollo de capacidades.

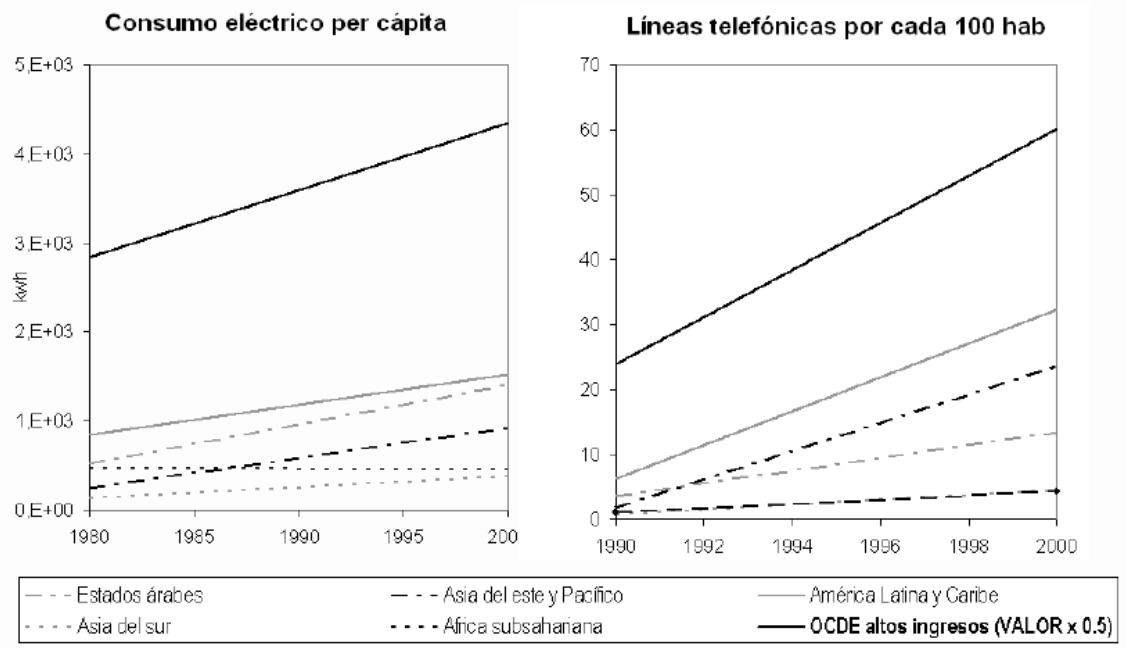


Fig.II 6 La brecha en las tecnologías maduras. (Banco Mundial 2000)

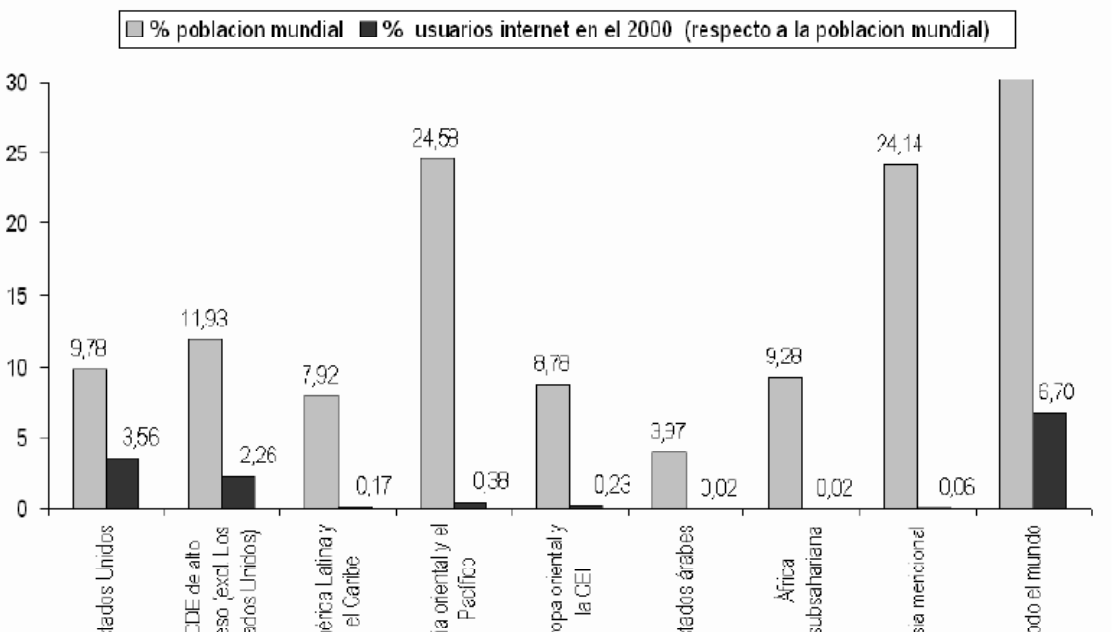


Fig.II 5 Usuarios de internet año 2000 (PNUD)

Procesos de difusión

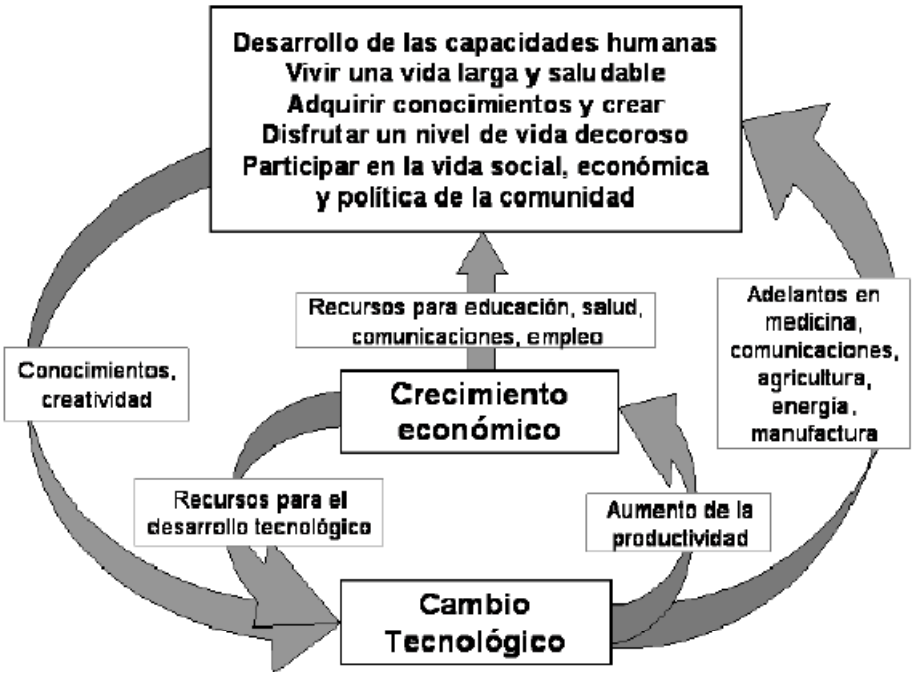
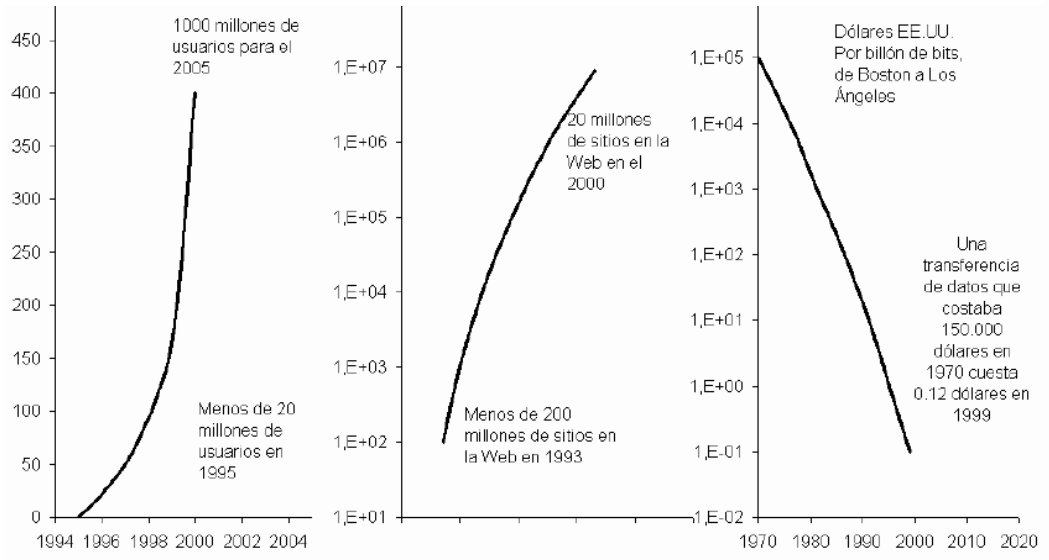


Fig.II 7 Relaciones entre tecnología y desarrollo humano (PNUD)

Los cambios socioeconómicos ligados al proceso de globalización han modificado enormemente los mecanismos de difusión del conocimiento y el progreso tecnológico. Un repaso a la evolución tecnológica de la humanidad constata que cada vez es necesario menos tiempo para que las innovaciones tecnológicas se concreten (tomó 1.000 años cuadruplicar la producción de trigo en Inglaterra, pero sólo 40 años para duplicar la producción mundial de cereales),

Fig.II 8 El crecimiento de internet. (PNUD)



situación que se ve ahora acentuada por el desarrollo de las tecnologías de la información y las comunicaciones que ha complementado el espacio de relaciones físico con el virtual (ver figura II.7). No sólo en el ámbito de la productividad se pueden encontrar ejemplos de la aceleración de

los procesos de difusión, sino también en los indicadores de desarrollo humano, como el aumento de la esperanza de vida que están relacionados con los adelantos tecnológicos (ver Figura II.8).

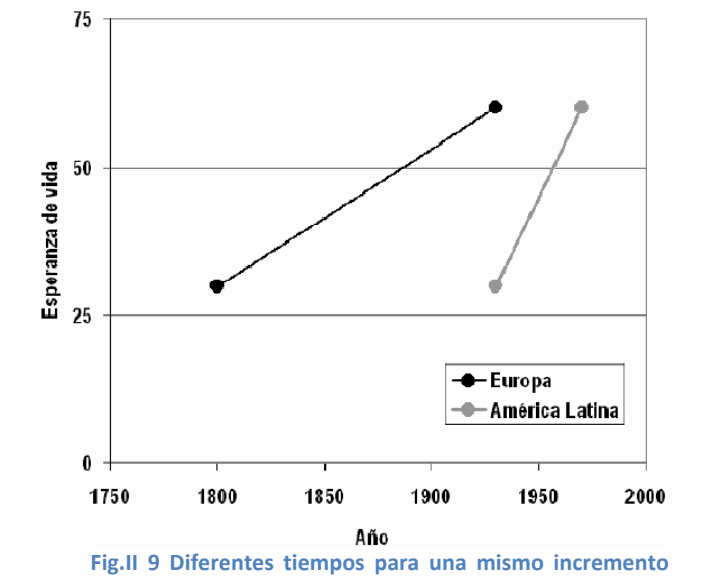


Fig.II 9 Diferentes tiempos para una mismo incremento de la esperanza de vida (PNUD)

La revolución tecnológica y la globalización están configurando la "era de las redes" y están cambiando el modo en que se crea y se difunde la tecnología. La era de la industria se estructuró en torno a organizaciones verticales, con altos costos en transporte, información y comunicación, en cambio la era actual se estructura en vínculos horizontales basados en la competencia y la colaboración. En este nuevo contexto, para que los países pobres puedan aprovechar las nuevas oportunidades que se generan, es necesario que adecuen sus políticas para sacar provecho de las siguientes condiciones:

- Las **cualificaciones** son más importantes que nunca en el mercado mundial.
- Ha surgido un **mercado laboral mundial** para los mejores profesionales de la tecnología.
- Las **nuevas normas mundiales** que valorizan la tecnología cobran cada vez mayor importancia.
- El **sector privado está a la vanguardia de la investigación** y el desarrollo mundiales.
- Las empresas, los laboratorios de investigación y los medios financieros están convergiendo en **nuevos nodos mundiales de innovación**.

La movilidad de los científicos más capacitados y otros profesionales suponen una oportunidad única para los países pobres ya que la fuga de cerebros puede generar una diáspora que proporciona contactos empresariales y financieros. Aunque, por desgracia, esta oportunidad no se aprovecha adecuadamente y las inversiones en educación que efectúan los países pobres subsidian las economías de países industrializados. La reducción de la brecha digital tal vez pueda fomentar las redes horizontales de manera que los países del Sur sí puedan aprovechar en el futuro los cuadros mejor formados que emigran al extranjero.

Por otro lado es necesario destacar que el mercado es un poderoso impulsor del progreso tecnológico, pero es insuficiente para crear y difundir las tecnologías necesarias para erradicar la pobreza: De los 70.000 millones de dólares dedicados en 1998 a la investigación sobre salud en todo el mundo, sólo 300 millones se dedicaron a las vacunas contra el VIH/SIDA, y apenas 100 millones a la investigación sobre el paludismo. Las finanzas están concentradas en manos de las empresas transnacionales que operan atendiendo al mercado mundial, el cual está dominado por consumidores de altos ingresos (los pobres, aunque son muchos, tienen escaso poder adquisitivo).

Riesgos

El progreso tecnológico entraña multitud de riesgos que es necesario evaluar y gestionar. Algunos riesgos son a escala mundial, como los asociados a la genética y la bioingeniería, pero otros son de un ámbito específico y local, como los medioambientales (si bien es difícil establecer la línea de separación). Los problemas relativos a la tecnología suelen ser resultado de políticas deficientes, reglamentaciones inadecuadas y falta de transparencia (como en el caso del contagio a través de transfusiones de sangre infectada o la enfermedad de las "vacas locas"). En este contexto la mayoría de los países pobres está en desventaja ya que carecen de las políticas e instituciones necesarias para gestionar correctamente los riesgos del progreso tecnológico, así como de capital, capacidades y entornos institucionales adecuados como para variar el rumbo del progreso tecnológico, por lo que en realidad están obligados a gestionar riesgos de un proceso en el que participan fundamentalmente cómo consumidores.

Para favorecer una adecuada gestión de los riesgos asociados al progreso tecnológico, es indispensable la presencia de profesionales y técnicos que adapten el uso tecnológico a la realidad de los ámbitos locales, crear un sistema reglamentario global, creíble y eficaz, y financiar adecuadamente el establecimiento y mantenimiento de los marcos reglamentarios locales.

II.3.2 APROXIMACIÓN INTRSUMENTAL

El concepto de TpDH puede concretarse de diversas formas. Una de las más inmediatas es reconsiderando el papel de la tecnología desde las tres dimensiones básicas del desarrollo humano indicadas por el IDH:

Tecnologías que permiten cubrir los derechos y servicios básicos con equidad (vinculables a la esperanza de vida recogida en el IDH).

Tecnologías que permiten asegurar las posibilidades de producción y participación social (vinculables al acceso a recursos presente el IDH, entendidos éstos como medios para desarrollar una vida digna)

Tecnologías que facilitan la sostenibilidad y la autonomía (vinculables al aumento de la educación recogida en el IDH, y entendida ésta como aumento en la capacidad de gestión de conocimientos sobre el medio físico, social, cultural, tecnológico...).

Otra aproximación más detallada viene dada por la concreción de la aportación de la TpDH a la luz de la visión del proceso de desarrollo humano como un proyecto. Para concretar el análisis se debe centrar en un determinado sector, aunque la unidad del proceso de desarrollo condicione las aportaciones al análisis transdisciplinar, de forma que se retroalimenta el proceso de lo sectorial a lo integral y de lo integral a lo sectorial. A modo de ejemplo se adjunta en la figura II.10 un conjunto de acciones en torno la dotación de agua potable a distintas escalas de trabajo, clasificadas según las seis dimensiones del proceso de desarrollo humano presentadas previamente.

El ejemplo mostrado resalta la dimensión multiescala de las intervenciones. Es necesario considerarlas en el continuo local – global pues las soluciones desde el punto de vista de cada escala deben estar interrelacionadas. Esta interdependencia entre escalas de intervención tiene

como efecto colateral favorecer la complementariedad de los diferentes actores sociales en la promoción de la TpDH.

DH		Escala				
Ejes	Dimensiones	Comunitaria	Local	...	Estatal	Internacional
Condiciones previas	Seguridad	Dotar de agua potable a una comunidad rural, aislada de la red, mediante un sistema de fuentes públicas	Dotar de agua potable a las comunidades de una región y a sus administraciones de la infraestructura necesaria para gestionarla, si es posible.		...	...
	Equidad	Garantizar la dotación mínima a todos los miembros mediante fuente comunitaria	Garantizar el acceso mínimo a todos los habitantes, aunque sea suministro de pago		...	...
Medios	Productividad	Vincular la intervención a la implicación en reutilización del agua para actividades productivas, priorizando las infraestructuras individuales y las actividades de autoconsumo	Para el caso en que se necesiten grandes infraestructuras potenciar la implicación de empresas locales, licitaciones abiertas y pliegos de condiciones adaptados.		...	...
	Cooperación	Potenciación de la participación voluntaria y grupal en todo el proceso	Potenciación de la participación ciudadana y de las administraciones de ámbito local en las distintas fases, de forma adaptativa.		...	...
Fines	Autodependencia	Tomar conciencia de los derechos y deberes. Adquirir habilidades para gestionar el sistema de forma autónoma o con apoyo de organizaciones en las que se participe de forma comunitaria.	Administración con cuadros técnicos de apoyo capacitados. Disponer de instrumentos para la interlocución sectorial entre usuarios, administraciones y operadores privados. Respaldo legal e información pública de las acciones.		...	...
	Sostenibilidad	Actuar de forma que se minimicen los impactos sobre el ciclo del agua	Articular toda la gestión del ciclo del agua entorno las cuencas hidrográficas propias y compartidas		...	...

Fig.II 10 Ejemplo de tabla con características de acciones en torno la dotación de agua potable a distintas escalas de trabajo,

II.4. ACCIONES EN COOPERACIÓN AL DESARROLLO

Mostramos en la fig. II.11 una propuesta de ámbitos de actuación prioritarios de cara a la promoción de la TpDH en cooperación al desarrollo (agrupados según los distintos componentes de la cultura técnica de una sociedad, Quintanilla, 1998). En los siguientes subapartados se profundiza en los tres ejes principales.

Eje operacional (acciones)

Impulso de proyectos de cooperación al desarrollo destinados a cubrir el acceso a los servicios básicos, no sólo bajo un enfoque de seguridad (garantía de acceso con equidad), sino de soberanía (garantía de acceso con autodependencia y sostenibilidad).

Impulso de la **participación** social en las políticas tecnológicas y comerciales cuyo objetivo sea que el avance tecnológico esté supeditado a la satisfacción de los derechos humanos.

Eje cognitivo (conocimientos)

Impulso de la **generación** de conocimiento apropiado para el desarrollo humano y reflexión sobre la propiedad y derecho de uso del mismo, punto clave tanto en las nuevas tecnologías como en las maduras.

Impulso de la **difusión** y transferencia de dicho conocimiento. Transferencia *Norte – Sur*, pero también, y especialmente, *Sur – Sur*.

Eje valorativo (valores)

Impulso de la **Educación para el Desarrollo** (EpD), especialmente en lo que se refiere a la educación superior del ámbito científico-tecnológico.

Impulso de la **sensibilización** social acerca del papel de la tecnología en las situaciones de desigualdad y explotación, así como de las experiencias reales de trabajo en pro de su disminución.

Fig.II 11Ámbitos de actuación de la TpDH. Ámbitos de actuación básicos de la TpDH

II.4.1 PROYECTOS, PROGRAMAS Y ESTRATEGIAS DE DESARROLLO E INCIDENCIA

La urgencia de la intervención en pro del desarrollo humano no permite éticamente relegar la TpDH a la teorización y el análisis. Por ello el primer ámbito de actuación debe ser el de la "acción".

La constatación de que, acompañando procesos de desarrollo, es posible cambiar la realidad se produce especialmente a través de dos instrumentos, diferentes, aunque íntimamente relacionados:

Las **acciones directas** de acompañamiento de las personas y comunidades más necesitadas en la construcción de su propio desarrollo (dimensión local).

Las **acciones indirectas**, de influencia en el plano político, destinadas a cambiar el marco de relación entre los distintos actores sociales, tanto en el ámbito local como en el internacional (dimensión global).

La distinción entre proyectos, programas y estrategias corresponde a distintos niveles de planificación, con diferentes grados de concreción en la definición, temporalización y necesidad de recursos de las acciones a desarrollar. La actuación en las escalas de planificación más concretas (por ejemplo, en proyectos), en un marco de intervención en el que las escalas de planificación generales (por ejemplo, programas a medio – largo plazo) no son explícitas, asume, de hecho, la existencia implícita de las mismas. Dada la multitud de actores involucrados en los procesos de desarrollo, la existencia de planificaciones generales implícitas no compartidas puede provocar problemas en la ejecución de las acciones concretas – que sí son explícitas. Este aspecto debe ser siempre tenido en cuenta y, a ser posible, cubierto, mediante la promoción de espacios de reflexión y socialización informales que involucren a los actores implicados.

Se pueden diferenciar dos tipos de intervención, en función del liderazgo de la estrategia de desarrollo en la que están inmersas:

Liderazgo de organizaciones privadas no lucrativas: acciones ejecutadas por los beneficiarios, organizaciones privadas no lucrativas o pequeñas empresas locales. La influencia entre los donantes involucrados (públicos, privados lucrativos o no lucrativos) es variable.

Liderazgo de organismos gubernamentales (internacionales o de donantes bilaterales): acciones realizadas por empresas locales e internacionales, con una fuerte implicación de las administraciones públicas(en algunos casos también por organizaciones privadas no lucrativas muy especializadas).

Proyectos de cooperación al desarrollo

Los proyectos de cooperación al desarrollo suelen clasificarse según su finalidad (Ferrero, 2003): Dirigidos a colectivos específicos (niños, mujeres, indígenas...); de desarrollo sectorial: salud, educación, infraestructuras, sector productivo, medio ambiente; y de desarrollo institucional (desarrollo comunitario, capacitación en distintos ámbitos, fortalecimiento institucional local, estatal...).

Los sectores tecnológicos más relevantes son:

Planificación y gestión del territorio y el ambiente.

Construcción de viviendas y equipamientos sociales.

Servicio de **abastecimiento de agua** y saneamiento.

Servicio de **abastecimiento de energía**.

Fomento del **tejido productivo local** para garantizar la subsistencia y fomentar la producción de excedentes.

Sistemas de transporte de personas y comercialización de productos.

Desarrollo de **tecnologías de la información y comunicación** (TIC) específicas para la provisión de servicios y el aumento de capital intelectual y social local.

La concreción de las actuaciones varía según su situación en el espacio descrito por los tres ejes siguientes, compartiendo características entre los distintos sectores ante una igual localización:

El continuo **seguridad** (garantía de acceso con equidad) – **soberanía** (garantía de acceso con autodependencia y sostenibilidad).

El continuo **urbano** (densidad de población elevada) – **rural** (densidad de población baja).

El continuo **ayuda de emergencia** (colaboración en situaciones de crisis social) – **gestión del riesgo** (aumento de la capacidad de gestionar perturbaciones sociales).

II.4.2 GESTIÓN DE CONOCIMIENTO TECNOLÓGICO APROPIADO

La historia moderna revela que el poder es para los que generan y usan su propio "conocimiento". Por tanto, es necesario que los procesos de desarrollo incorporen el aumento de las capacidades de generación, o al menos, reconfiguración del conocimiento, evitando así la dependencia de los que las poseen (De Souza y Cheaz, 2000). Además, para que el desarrollo sea humano, es necesario que tanto ese proceso como el conocimiento en sí mismo permitan y faciliten ganar libertad y autonomía, tanto de forma individual como colectiva.

En cooperación al desarrollo el enfoque de actuación basado en la generación de conocimiento es importante debido a:

- La **complejidad** del propio proceso de desarrollo.
- Los **divergentes intereses** de los actores involucrados.
- La **diversidad** de contextos en los que las acciones de desarrollo suceden.

Actualmente se está en una etapa de cambio histórico en la que el conocimiento pasa a jugar un papel central. Los productos, procesos y servicios más relevantes del futuro serán los intensivos en conocimiento. La característica más importante de esta etapa es la reducción de la importancia de las tecnologías materiales propias de la época del industrialismo (tecnologías mecánicas, químicas, eléctricas...), en beneficio de las tecnologías intelectuales (amplifican, exteriorizan y modifican las funciones cognitivas del ser humano). Por otro lado la creatividad aumenta más cuando es el resultado del esfuerzo de equipos de trabajo que cuando procede de acciones individuales, por lo que las tecnologías sociales (las que permiten la participación de distintos actores sociales) también ganan importancia.

El incremento de la importancia del conocimiento y de la tecnología intelectual como fuerzas productivas se traduce en la siguiente segmentación en tres grupos según la capacidad organizacional, basada en el uso de las tecnologías sociales (Bell, 1976).

Grupo 1

Capaz de generar y reconfigurar conocimiento. Puede:

- Iniciar la **generación de nuevos** productos, servicios y/o procesos.
- **Inventar** a partir de la codificación de conocimiento teórico (conocimiento que, además, es capaz de generar).
- **Generar tecnologías de transformación** (las que producen cambios sociales, como el teléfono).

Grupo 2

Capaz de reconfigurar conocimiento ya existente. Puede:

- **Mejorar los nuevos productos**, servicios y/o procesos desarrollados por el grupo 1.
- **Innovar** en términos de flexibilidad institucional y gerencial para incorporar las invenciones ya realizadas por el grupo 1.
- **Generar tecnologías de extensión** (las que amplían el alcance de una tecnología ya existente: la telefonía celular) **o de nicho** (las que representan una aplicación especializada de una tecnología ya existente a una tarea particular: las centrales telefónicas para grandes organizaciones).

Grupo 3

Incapaz de generar ni de reconfigurar conocimiento. Puede:

- **Reproducir los productos**, servicios y/o procesos ya iniciados y mejorados por los grupos 1 y 2.
- **Difundir** las invenciones e innovaciones de los grupos 1 y 2.
- **Adoptar las tecnologías** de transformación, extensión o de nicho ya generadas.

Por todo ello, desde una perspectiva de desarrollo humano, no sólo las actuaciones asociadas a la provisión de las infraestructuras básicas físicas y productivas toman un sentido especial, sino también las ligadas al aumento de capacidades organizacionales e intelectuales, especialmente las tecnologías de la comunicación y de la información.

Transferencia de tecnología

La componente de conocimiento aplicado de la tecnología hace que la gestión de ella misma deba estar muy relacionada con la del conocimiento. Así, la transferencia de tecnología no debe verse como mejorar máquinas, software o implementar nuevos modelos administrativos y de gestión, sino como el aumento de capacidades (conocimientos) tecnológicas para lograr la sostenibilidad según su propia finalidad (desarrollo). La concreción de esta visión al sector de las entidades privadas lucrativas (empresas) sitúa la finalidad como negocio, y vincula sostenibilidad con ventaja competitiva sostenible (Sáez Vacas et al. 2003), pero, naturalmente, la extensión a organizaciones no lucrativas, poderes públicos locales o comunidades en desarrollo es inmediata.

En las actuaciones de desarrollo es necesario superar el enfoque de “aprender” (Senge, 1994) y pasar al de “generar conocimiento adaptado al contexto cambiante” (Nonaka y Takeuchi,

1995), de forma que los participantes aumenten en capacidades reales de transformación. Lo que habitualmente se entiende por difusión y transferencia de tecnología debe ser, en realidad, un acompañamiento en la gestión de la propia tecnología y conocimiento tecnológico, buscando la cogeneración en pro del desarrollo endógeno de los participantes involucrados.

La transferencia se convierte pues en investigación basada en un paradigma constructivista: "se investiga una realidad dinámica y socialmente construida para comprenderla y transformarla, bajo la autoridad del argumento (participación, persuasión y negociación)". Lo que se contrapone a la práctica clásica en los campos de la tecnología, basada en un paradigma positivista: "se investiga una realidad estable e inmutable para observarla, describirla, explicarla, predecirla y controlarla, bajo el argumento de la autoridad epistemológica (autoridad científica) y sin compromiso ético para cambiar la realidad investigada" (De Souza y Cheaz, 2000)

En este contexto, el rol proactivo respecto la investigación, a través de la acción de los distintos actores involucrados en el proceso de desarrollo, pasa a ser crucial, así como la conveniencia de fomentar la participación coordinada de universidades, organizaciones y poderes locales y las propias comunidades, beneficiarios y participantes.

II.4.3 EDUCACIÓN Y SENSIBILIZACIÓN PARA EL CAMBIO

Es imposible impulsar acciones que propicien y consoliden el desarrollo humano de pueblos y comunidades de forma sostenible sin un cambio en las actitudes y valores de los participantes en dicho proceso. Ello exige la implicación y la toma de conciencia de la responsabilidad compartida de las personas y pueblos del Norte y del Sur, punto de partida de la línea educativa y de cooperación al desarrollo conocida como Educación para el Desarrollo (EpD).

La EpD es "un proceso educativo constante que favorece la comprensión sobre las interacciones económicas, políticas, sociales y culturales entre el Norte y el Sur, promueve valores y actitudes relacionados con la solidaridad, la justicia social y busca vías de acción para alcanzar un desarrollo humano y sostenible" (Balsega et al., 2004), que no se debe confundir con actividades puntuales de formación sobre desarrollo o de sensibilización social (ver Figura II.12). En su dimensión de educación en valores, la EpD tiene vínculos muy estrechos con ámbitos como la educación medioambiental, por la paz, multicultural, derechos humanos, género, ciudadanía global, etc. (ver Polo, 2004). Específicamente, la EpD combina de forma equilibrada, abierta y plural acciones que promueven el desarrollo educativo de la persona en las tres dimensiones propias de un proceso de enseñanza – aprendizaje que se citan a continuación (Balsega et al., 2004).

Cognitiva. Precisa del conocimiento de las desigualdades en el reparto de la riqueza y el poder, la comprensión de sus causas y consecuencias y el papel de los distintos agentes sociales en la construcción de estructuras más justas.

Procedimental. Fomenta la adquisición de habilidades (capacidad crítica, empatía, argumentación, trabajo en equipo, descodificación de imágenes y mensajes...). Como proceso se caracteriza por ser activo y participativo, analizar diferentes aspectos desde una perspectiva local y global, y desarrollar la capacidad de desarticular estereotipos e imágenes inadecuadas.

Actitudinal. Promueve valores y actitudes relacionados con los Derechos Humanos y la ética cívica, esenciales para comprender y enfrentarse a los nuevos procesos económicos, sociales, culturales y políticos que rigen el planeta.

La EpD en el campo tecnológico está íntimamente vinculada a la TpDH, compartiendo con ella los tres ejes – dimensiones. En el caso de la ingeniería destaca el trabajo de ISF, ver diversas ponencias actas de los congresos de Educación para el Desarrollo en la Universidad (Universidad de Valladolid en el 2001), Universidad y Cooperación al Desarrollo (Universidad de Murcia, 2004), Engineering Education in Sustainable Development (Universidad Politécnica de Catalunya, 2004). Para situar las intervenciones en el marco del sistema universitario español es conveniente consultar el informe de Unceta (2004) solicitado por el gobierno de cara a la elaboración del Plan Director de la Cooperación Española 2005-2008.

	Sensibilización	Educación para el Desarrollo
Finalidad	Romper el círculo vicioso ignorancia – indiferencia – ignorancia	Concientizar, comprender los problemas y orientar a la acción
Contenidos	Alerta sobre situaciones de injusticia, causas de la pobreza y las estructuras que las mantienen.	Cuestiona el modelo de desarrollo imperante y promueve acciones para el cambio local y global
Profundidad	Cuestiona las injusticias sin profundizar en las causas	Analiza las causas de la pobreza desde una perspectiva estructural
Mensaje	Breve. Directo.	Complejo. Conocimientos ligados a valores y actitudes.
Grupo objetivo	Indefinido. Público general.	Bien definido. Número reducido.
Metodologías	Adaptadas a medios de comunicación masivos.	Concretas y adaptadas al grupo objetivo.
Plazo de actuación	Corto.	Medio y largo.

Fig.II 12 Diferencias principales ente Educación para el Desarrollo y Sensiblización

Bibliografía

[1] Agustí Pérez Foguet, Mariana Morales Lobo, Ángel Saz Carranza, INTRODUCCIÓN A LA COOPERACIÓN AL DESARROLLO PARA LAS INGENIERÍAS. Una propuesta para el estudio. Edita: Associació Catalana d'Enginyeria Sense Fronteres . ISBN: 84-689-0708-1

ANEXO III. PROGRAMA DE SIMULACIÓN CON MATLAB

ANEXO III. PROGRAMA DE SIMULACIÓN CON MATLAB 1

III.1. SEA (Stirling Engine Analisis) 3

III.2. DEFINICIÓN DEL MOTOR Y CONDICIONES DE OPERACIÓN 4

III.3. ANÁLISIS ISOTERMO 10

III.4. ANÁLISIS ADIABÁTICO 13

III.1. SEA (Stirling Engine Analisis)

```
% sea (stirling engine analysis) - main program
%Israel Urieli 7/20/02  - MODIFICADO ZARDOYA (20/08/08)

clc;
clear all;

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


define;
choice = 'x';
while(~strncmp(choice,'q',1))
    fprintf('Selecciona simulación:\n');
    choice = input('a)diabatico, q)uit: ','s');
    if(strncmp(choice,'a',1))
        [var,dvar] = adiabatic;
    else if(strncmp(choice,'s',1))
        [var,dvar] = simple;
    end
    end
end
fprintf('Saliendo de simulación...\n');
```

III.2. DEFINICIÓN DEL MOTOR Y CONDICIONES DE OPERACIÓN

```
function define
% Definir la geometría del motor y parámetros de operación
% Javier Zardoya (10/07/08) Original: Israel Urieli 4/1/02
clc;
clear all;
% El conjunto de variables globales:
% Motor
global engine_type
global vclc vcle % Volúmenes libres en zona compresión y expansión [m^3]
global vswc vswe % Volúmenes barridos en compresión y expansión [m^3]
global alpha % Angulo de fase que esta avanzado el espacio de expansión
[radianes]
global b1 % Longitud del yugo de Ross (1/2 yoke base)[m]
global b2 % Anchura del yugo de Ross  [m]
global crank % Radio de la manivela [m]
global dcomp dexp % Diámetro de los pistones de compresión y expansión
[m]
global acomp aexp % Área de los pistones de compresión y expansión [m^2]
global ymin % Desplazamiento vertical mínimo del yugo [m]
global ccomp cexp % Carrera de los pistones de compresión y expansión [m]
% heatex/refrigerador
global vk % Volumen hueco/vacio del refrigerador [m^3]
global ak % Área interna libre al flujo del refrigerador[m^2]
global awgk % Área interna mojada del refrigerador [m^2]
global dk % Diámetro hidráulico del refrigerador [m]
global lk % Longitud efectiva del refrigerador [m]
% heatex/calentador
global vh % Volumen hueco/vacio del calentador [m^3]
global ah % Área interna libre al flujo del calentador[m^2]
global awgh % Área interna mojada del calentador [m^2]
global dh % Diametro hidráulico del calentador [m]
global lh % Longitud efectiva del calentador [m]
% heatex/regenerador
global lr % Longitud efectiva del regenerador [m]
global vr % Volumen hueco/vacio del regenerador [m^3]
global ar % Área interna libre al flujo del regenerador [m^2]
global awgr % Área interna mojada del regenerador [m^2]
global dr % Diametro hidráulico del regenerador [m]
% gas
global rgas % Constante del gas [J/kg.K]
global cp % Calor especifico a presión constante [J/kg.K]
global cv % Calor especifico a volumen constante [J/kg.K]
global gama % Ratio: cp/cv
global mu0 % Viscosidad dinámica a la temperatura de referencia t0
[kg.m/s]
global t0 t_suth % Temperatura de referencia [K], Constante de Sutherland
[K] En la mayor parte de los gases, la viscosidad se calcula por medio de
una forma generalizada de la fórmula de Sutherland
global prandtl % Número de Prandtl. El Número de Prandtl (Pr) es un
número adimensional proporcional al cociente entre la difusividad de
momento (viscosidad) y la difusividad térmica.
% operat
global pmean % Presión media [Pa]
global tk tr th % Temperatura refrig, regen y calent [K]
global freq freqh omega % Frecuencia del ciclo [rpm] [herz], [rads/s]
global mgas % Masa total del gas dentro del motor [kg]
% new data file
global new fid
```

```
new = input('¿Crear un nuevo archivo de datos? (y/n)','s');
if strncmp(new,'y',1)
    filename = input('Introduzca nombre para el archivo: ','s');
    fid = fopen(filename,'w');
else
    fid = 0;
    while fid < 1
        filename = input('open filename: ','s');
        [fid, message] = fopen(filename,'r');
        if fid == -1
            display(message)
        end
    end
end
engine
heatex
gas
operat
status = fclose(fid);
```

```
function engine
% Definición de la configuración del motor y  parámetros del mecanismo
geométrico.
% Israel Urieli 4/14/02   MODIFICADO Javier Zardoya (10/07/08)

global engine_type % y)oke
global new fid % Nuevo archivo de datos

engine_type = 'u';
while(strncmp(engine_type,'u',1))
    if(strncmp(new,'y',1))
        fprintf('Movimiento de motor disponible:\n');
        fprintf('  Movimiento de y)ugo(Ross)\n');
        engine_type = input('Introduzca movimiento deseado: ','s');
        fprintf(fid, '%c\n', engine_type(1));
    else
        engine_type = fscanf(fid, '%c',1);
    end
    if(strncmp(engine_type,'s',1))
        sindrive;
    elseif(strncmp(engine_type,'y',1))
        yokedrive;
    elseif      fprintf('Movimiento no definido\n')
        engine_type = 'u';
   end
end
function yokedrive
global vclc vcle % Volúmenes libres en espacio compresión, expansión
[m^3]
global vswc vswe % Volúmenes barridos en espacio compresión, expansión
[m^3]
global alpha % Angulo de fase que esta por delante el espacio de
expansión (desfase entre pistones) [radianes]
global b1 % Long. Yugo de Ross (1/2 yoke base) [m]
global b2 % Ancho del Yugo de Ross [m]
global crank % Radio de la manivela [m]
```

```
global dcomp dexp % Diámetro de los pistones de compresión y expansión
[m]
global acomp aexp % Área de los pistones de compresión y expansión [m^2]
global ymin % Mínimo desplazamiento vertical del yugo [m]
global new fid % Nuevo archivo de datos

fprintf('Configuración del mecanismo de Yugo de Ross\n');
if(strncmp(new,'y',1))
    vclc = input('Introduzca volumen libre en el espacio de compresión
[m^3]: ')
    vcle = input('Introduzca volumen libre en el espacio de expansión
[m^3]: ');

    b1 = input('Introduzca altura del Yugo de Ross b1 [m]: ');
    b2 = input('Introduzca longitud del Yugo de Ross b2 (1/2 base del
Yugo) [m]: ');
    crank = input('Introduzca radio de la manivela [m]: ');

    dcomp = input('Introduzca diámetro del pistón de compresión [m]: ');
    dexp = input('Introduzca diámetro del pistón de expansión [m]: ');

    fprintf(fid, '%.3e\n', vclc);
    fprintf(fid, '%.3e\n', vcle);
    fprintf(fid, '%.3e\n', b1);
    fprintf(fid, '%.3e\n', b2);
    fprintf(fid, '%.3e\n', crank);
    fprintf(fid, '%.3e\n', dcomp);
    fprintf(fid, '%.3e\n', dexp);
else
    vclc = fscanf(fid,'%e',1);
    vcle = fscanf(fid,'%e',1);
    b1 = fscanf(fid,'%e',1);
    b2 = fscanf(fid,'%e',1);
    crank = fscanf(fid, '%e',1);
    dcomp = fscanf(fid, '%e',1);
    dexp = fscanf(fid, '%e',1);
end
acomp = pi*dcomp^2/4.0;
aexp = pi*dexp^2/4.0;
yoke = sqrt(b1^2 + b2^2);
ymax = sqrt((yoke + crank)^2 - b2^2);
ymin = sqrt((yoke - crank)^2 - b2^2);

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

fprintf('\nRESUMEN DATOS ---- YUGO DE ROSS:\n');
fprintf(' Altura del yugo b1 %.1f [mm]\n', b1*1e3);
fprintf(' Longitud del Yugo b2 (1/2 yoke base) %.1f [mm]\n', b2*1e3);
fprintf(' Radio Manivela %.1f [mm]\n', crank*1e3);
fprintf(' Diámetro del pisón de compresión %.1f [mm]\n', dcomp*1e3);
fprintf(' Diametro del pistón de expansión %.1f [mm]\n', dexp*1e3);
fprintf(' Volumenes de compresión muerto,barrido %.1f, %.1f [cm^3]\n',
vclc*1e6,vswc*1e6);
```

```
fprintf(' Volumenes de expansión muerto,barrido %.1f, %.1f [cm^3]\n',
vcle*1e6,vswe*1e6);
fprintf(' ymin = %.1f(cm), ymax = %.1f(cm)\n',ymin*1e2,ymax*1e2)
fprintf(' alpha = %.1f(degrees)\n',phase);
```

```
function heatex
% Definición de los parámetros geométricos de los intercambiadores de
calor
% Israel Urieli 3/31/02 (modified 12/01/03)-- MODIFICADO Javier Zardoya
% (18/07/08)

cooler;
heater;
regen;
%=========================================================
function cooler
% Definición parámetros geométricos del refrigerador
% Israel Urieli 4/15/02 -- Zardoya (18/07/08)

global vk % Volumen interior refrigerador [m^3]
global ak % Área de flujo interior refrigerador [m^2]
global awgk % Área mojada interna refrigerador [m^2]
global dk % Diámetro hidráulico refrigerador [m]
global lk % Longitud efectiva refrigerador [m]
global new fid % new data file

fprintf('DEFINICIÓN REFRIGERADOR:\n')
if(strncmp(new,'y',1))
    dk = input('Introduzca diámetro del refrigerador[m]:');
    lk = input('Introduzca longitud del refrigerador[m]:');
    fprintf(fid, '%.3e\n', dk);
    fprintf(fid, '%.3e\n', lk);

else
    vclc = fscanf(fid,'%e',1);
    vswc = fscanf(fid,'%e',1);
    vcle = fscanf(fid,'%e',1);
    vswe = fscanf(fid,'%e',1);
    phase = fscanf(fid, '%f',1);
end
ak = pi*dk^2/4;
vk = ak * lk;
awgk = pi*dk*lk
fprintf('Resumen datos refrigerador:\n');
fprintf(' Longitud refrigerador (cm) %.2f\n', lk*1e2);
fprintf(' Diámetro hidráulico (cm) %.2f\n', dk*1e2);
fprintf(' Área mojada por el fluido (cm^2) %.2f\n', awgk*1e4);
fprintf(' Área libre para flujo (cm^2) %.2f\n', ak*1e4);
fprintf(' Volumen interno(cc) %.2f\n', vk*1e6);
%=========================================================
function heater
% Definición parámetros geométricos del calentador
% Israel Urieli 4/15/02 -- Zardoya (18/07/08)

global vh % Volumen hueco calentador [m^3]
global ah % Área interna de flujo calentador [m^2]
global awgh % Área mojada interior calentador [m^2]
```

```
global dh % Diámetro hidráulico calentador [m]
global lh % Longitud efectiva calentador [m]
global new fid % Nuevo archivo de datos

fprintf('DEFINICIÓN CALENTADOR:\n')
if(strncmp(new,'y',1))
    dh = input('Introduzca diámetro del calentador[m]:');
    lh = input('Introduzca longitud del calentador[m]:');
    fprintf(fid, '%.3e\n', dh);
    fprintf(fid, '%.3e\n', lh);

else
    vclc = fscanf(fid,'%e',1);
    vswc = fscanf(fid,'%e',1);
    vcle = fscanf(fid,'%e',1);
    vswe = fscanf(fid,'%e',1);
    phase = fscanf(fid, '%f',1);
end
ah = pi*dh^2/4;
vh = ah * lh;
awgh = pi*dh*lh
fprintf('Resumen datos calentador:\n');
fprintf(' Longitud calentador (cm) %.2f\n', lh*1e2);
fprintf(' Diámetro hidráulico (cm) %.2f\n', dh*1e2);
fprintf(' Área mojada por el fluido (cm^2) %.2f\n', awgh*1e4);
fprintf(' Área libre para flujo (cm^2) %.2f\n', ah*1e4);
fprintf(' Volumen interno(cc) %.2f\n', vh*1e6);
```

```
function regen
% Definición parámetros geométricos del REGENERADOR
% Israel Urieli 4/15/02 -- Zardoya (07/09/08)

global vr % Volumen interior regenerador [m^3]
global ar % Área de flujo interior regenerador [m^2]
global awgr % Área mojada interna regenerador [m^2]
global dr % Diámetro hidráulico regenerador [m]
global lr % Longitud efectiva regenerador [m]
global porosity %
global new fid % new data file


fprintf('DEFINICIÓN REGENERADOR:\n')
if(strncmp(new,'y',1))
    dr = input('Introduzca diámetro del regenerador[m]:');
    lr = input('Introduzca longitud del regenerador[m]:');
    porosity = input('Introduzca porosidad de la matriz: ');
    fprintf(fid, '%.3e\n', dr);
    fprintf(fid, '%.3e\n', lr);

else
    vclc = fscanf(fid,'%e',1);
    vswc = fscanf(fid,'%e',1);
    vcle = fscanf(fid,'%e',1);
    vswe = fscanf(fid,'%e',1);
    phase = fscanf(fid, '%f',1);
end
```

```
ar = pi*dr^2/4;
vr = porosity * ar * lr;

fprintf('DATOS REGENERADOR:\n');
fprintf(' Longitud regenerador (cm) %.2f\n', lr*1e2);
fprintf(' Diámetro  (cm) %.2f\n', dr*1e2);
fprintf(' Área libre para flujo (cm^2) %.2f\n', ar*1e4);
fprintf(' Volumen interno(cc) %.2f\n', vr*1e6);
```

```
function gas
% Propiedades especificas del gas de trabajo (he, h2, air)
% Israel Urieli 4/20/02 -- MODIFICADO Javier Zardoya (10-07-08)

global rgas % Constante del gas [J/kg.K]
global cp % Calor especifico a presión constante [J/kg.K]
global cv % Calor especifico a volumen constante [J/kg.K]
global gama % Ratio: cp/cv
global mu0 % Viscosidad dinámica a temp de referencia t0 [kg.m/s]
global t0 t_suth % Temperatura de referencia [K], Sutherland constant [K]
global prandtl % Número de Prandtl
global new fid % Nuevo fichero de datos
gas_type = 'un';
while(strncmp(gas_type,'un',2))
    if(strncmp(new,'y',1))
        fprintf('Tipos de gas disponibles:\n');
        fprintf('   hi)drógeno)\n');
        fprintf('   he)lio\n');
        fprintf('   ai)re\n');
        gas_type = input('Introduzca tipo de gas: ','s');
        gas_type = [gas_type(1), gas_type(2)];
        fprintf(fid, '%s\n', gas_type);
    else
        fscanf(fid, '%c',1); % bypass the previous newline character
        gas_type = fscanf(fid, '%c',2);
    end
    if(strncmp(gas_type,'hi',2))
       fprintf('Gas seleccionado: Hidrógeno\n')
       gama = 1.4;
       rgas = 4157.2;
       mu0 = 8.35e-6;
       t_suth = 84.4;
    elseif(strncmp(gas_type,'he',2))
        fprintf('Gas seleccionado: Helio\n')
        gama = 1.67;
        rgas = 2078.6;
        mu0 = 18.85e-6;
        t_suth = 80.0;
    elseif(strncmp(gas_type,'ai',2))
        fprintf('Gas seleccionado: AIRE\n')
        gama = 1.4;
        rgas = 287.0;
        mu0 = 17.08e-6;
        t_suth = 112.0;
    else
        fprintf('Tipo de gas no definido\n')
        gas_type = 'un';
    end
end
```

```
cv = rgas/(gama - 1);
cp = gama*cv;
t0 = 273;
prandtl = 0.71;
```

III.3. ANÁLISIS ISOTERMO

```
function operat
% Determinar parámetros de operación para el análisis de Schmidt
% Israel Urieli 4/20/02 -- MODIFICADO Javier Zardoya
% (10/07/08)/(18/07/08)/(22/07/08)

global pmean % Presión media [Pa]
global tk tr th % Temperaturas del refrigerador, regenerador y calentador
[K]
global freq omega freqh % Frecuencia del ciclo [rpm], [rads/s]
global new fid % Nuevo archivo de datos

if(strncmp(new,'y',1))
    pmean = input('Introduzca presión media (Pa) : ');
    tk = input('Introduzca temperatura fría del sumidero (K) : ');
    th = input('Introduzca temperatura caliente de la fuente (K) : ');
    freq = input('Introduzca frecuencia de operación (rpm) : ');
    fprintf(fid, '%.1f\n', pmean);
    fprintf(fid, '%.1f\n', tk);
    fprintf(fid, '%.1f\n', th);
    fprintf(fid, '%.1f\n', freq);
else
    pmean = fscanf(fid,'%f',1);
    tk = fscanf(fid,'%f',1);
    th = fscanf(fid,'%f',1);
    freq = fscanf(fid,'%f',1);
end

tr = (th - tk)/log(th/tk);
omega = 2*pi*freq/60;
freqh = freq/60;
fprintf('Parámetros de operación:\n');
fprintf(' Presión media (kPa): %.3f\n',pmean*1e-3);
fprintf(' Temperatura fria del sumidero (K): %.1f\n',tk);
fprintf(' Temperatura caliente de la fuente (K): %.1f\n',th);
fprintf(' Temperatura efectiva del regenerador (K): %.1f\n',tr);
fprintf(' Frecuencia de operación (rpm): %.1f\n',freq);

Schmidt;
%==============================================================
function Schmidt
% Schmidt anlysis
% Israel Urieli 3/31/02 -- MODIFICADO Javier Zardoya (14-07-
08)/(18/07/08)

global mgas % Masa total en el motor [kg]
global pmean % Presión media [Pa]
global tk tr th % Temperatura refrigerador, regenerador y calentador [K]
global freqh omega freq % Frecuencia del ciclo [herz], [rads/s]
global vclc vcle % Volumen libre de compresión y expansión [m^3]
global vswc vswe % Volumen barrido de compresión y expansión [m^3]
```

```
global alpha % Angulo de avance del espacio de expansión [radianes]
global vk vr vh % Volumen de refrigerador, regenerador y calentador [m^3]
global rgas % Constante del gas [J/kg.K]
global c %Variable del análisis de Schmidt

%*********************************************************************
**
% Analisis de Schmidt (URIELI)
c = (((vswe/th)^2 + (vswc/tk)^2 +
2*(vswe/th)*(vswc/tk)*cos(alpha))^0.5)/2;
s = (vswc/2 + vclc + vk)/tk + vr/tr + (vswe/2 + vcle + vh)/th;
b = c/s;
sqrtb = (1 - b^2)^0.5;
bf = (1 - 1/sqrtb);
beta = atan(vswe*sin(alpha)/th/(vswe*cos(alpha)/th + vswc/tk));
fprintf(' pressure phase angle beta  %.1f(degrees)\n',beta*180/pi)

% total mass of working gas in engine
mgas=pmean*s*sqrtb/rgas;
fprintf(' total mass of gas:  %.3f(gm)\n',mgas*1e3)

t = tk/th;
v = vswc/vswe;
xcle = vcle/vswe;
xclc = vclc/vswe;
xr = vr/vswe;
a = atan ((v*sin(alpha))/t + cos(alpha) + 1);
S = t + 2*t*xcle + ((4*t*xr)/(1+t)) + v + 2*xclc + 1;
B = (t^2 + 2*(t-1)*v*cos(alpha) + v^2 - 2*t + 1)^0.5;
c = B/S;

% Trabajo obtenido
we = (pmean*vswe*pi*c*sin(a))/(1+(1-c^2)^0.5);
wc = -(pmean*vswe*pi*c*t*sin(a))/(1+(1-c^2)^0.5);
w = (we +wc);
power = w * freqh;
eff = w/we; %qe=we


% Printout Schmidt analysis results
fprintf('====================  ANALISIS DE SCHMIDT  ===============\n')
fprintf(' Trabajo(Julios) %.3e,  Potencia(Watios) %.3e\n', w,power);
fprintf(' Qexp(Julios) %.3e,  Qcom(Julios) %.3e\n', we,wc);
fprintf(' Eficiencia indicada %.3f\n', eff);
fprintf('==========================================================\n')
% Representación del análisis de Schmidt, diagramas pv y p-theta.
fprintf('Desea las representaciones del análisis de Schmidt?\n');
choice = input('s)i o n)o: ','s');
if(strncmp(choice,'s',1))
   plotpv
end
```

```
function plotpv
% Representación diagramas pv y p-theta para el análisis de Schmidt
% Israel Urieli 1/6/03 ; MODIFICADO Zardoya (06/08/08)

global vclc vcle % Volúmenes libres de compresión y expansión [m^3]
global vswc vswe % Volúmenes barridos de compresión y expansión [m^3]
global alpha % Angulo de avance del espacio de expansión [radianes]
global vk % Volumen del refrigerador [m^3]
global vh % Volumen del [m^3]
global vr % Volumen del regenerador [m^3]
global mgas % total mass of gas in engine [kg]
global rgas % gas constante [J/kg.K]
global pmean % Presión media [Pa]
global tk tr th % Temperatura refrigerador, regenerador y calentador [K]
global acomp aexp % Área de los pistones de compresión y expansión [m^2]
global ymin crank
global b1 b2

%*********************************************************************
**
% REPRESENTACIÓN PV
theta = 0:5:360;
vc = vclc + 0.5*vswc*(1 + cos(theta*pi/180));
ve = vcle + 0.5*vswe*(1 + cos(theta*pi/180 + alpha));
p = mgas*rgas./(vc/tk + vk/tk + vr/tr + vh/th + ve/th)*1e-5; % [bar]
vtot = (vc + vk + vr + vh + ve)*1e6; % [cc]

figure
plot(vtot,p)
grid on
xlabel('Volumen total (cc)')
ylabel('Presión (bar)')
title('Diagrama pv de Schmidt')
figure
plot(theta,p)
grid on
hold on
x = [0,360];
y = [pmean*1e-5, pmean*1e-5];
plot(x,y)
xlabel('Ángulo del cigueñal (deg)')
ylabel('Presión (bar)')
title('Diagrama p-theta Schmidt')
```

III.4. ANÁLISIS ADIABÁTICO

```
function [var,dvar] = adiabatic
% Simulación ideal adiabática y gráficas temperatura/energía vs theta
% Israel Urieli, 7/20/2002 -- MODIFICADO: JAVIER ZARDOYA (22/08/08)
% Valores extraídos:
%   var(22,37) array de valores de variable cada 10 grados (0 - 360)
%   dvar(16,37) array de derivadas cada 10 grados (0 - 360)

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

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

% Print out ideal adiabatic analysis results
eff = var(W,COL)/var(QH,COL); % engine thermal efficency
Qkpower = var(QK,COL)*freqh;   % Heat transferred to the cooler (W)
Qrpower = var(QR,COL)*freqh;   % Heat transferred to the regenerator (W)
Qhpower = var(QH,COL)*freqh;   % Heat transferred to the heater (W)
Wpower = var(W,COL)*freqh;     % Total power output (W)
fprintf('========== RESULTADOS ANALISIS ADIABÁTICO IDEAL
===============\n')
fprintf(' Calor transferido al refrigerador: %.2f[W]\n', Qkpower);
fprintf(' Calor neto transferido al regenerador: %.2f[W]\n', Qrpower);
fprintf(' Calor transferido al calentador: %.2f[W]\n', Qhpower);
fprintf(' Potencia neta de salida: %.2f[W]\n', Wpower);
fprintf(' Eficiencia térmica : %.1f[%%]\n', eff*100);
```

```
fprintf('==================================================================
\n')

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

```
function plotadiab(var,dvar)
% Varias representaciones de resultados de la simulación Ideal Adiabática
% Israel Urieli, 7/21/2002 MODIFICADO:% Javier Zardoya 25/08/08
% Arguments:
%   var(22,37) array of variable values every 10 degrees (0 - 360)
%   dvar(16,37) array of derivatives every 10 degrees (0 - 360)

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

choice = 'x';
while(~strncmp(choice,'q',1))
    fprintf('Seleccione tipo de representación deseada:\n');
    fprintf('   p - Para diagrama PV\n');
    fprintf('   t - Para diagrama temperatura vs ángulo del cigüeñal\n');
    fprintf('   e - Para diagrama energía vs ángulo del cigüeñal\n');
    fprintf('   q - Para salir\n');
    choice = input('Diagrama p)v, Diagrama t)emperatura, e)nergía,
q)uit(Salir): ','s');
    if(strncmp(choice,'p',1))
        figure
```

```
        vol = (var(VC,:) + vk + vr + vh + var(VE,:))*1e6; % cubic
centimeters
        pres = (var(P,:))*1e-5; % bar
        plot(vol,pres,'k')
        grid on
        xlabel('Volumen (cc)')
        ylabel('Presión (bar [1bar = 100kPa])')
        title('Diagrama P-v')
    elseif(strncmp(choice,'t',1))
        figure
        x = 0:10:360;
        Tcomp = var(TC,:);
        Texp = var(TE,:);
        plot(x,Tcomp,'b-',x,Texp,'r-');
        hold on
        x = [0,360];
        y = [tk,tk];
        plot(x,y,'b-')
        y = [tr,tr];
        plot(x,y,'g-')
        y = [th,th];
        plot(x,y,'r-')
        hold off
        grid on
        xlabel('Posición cigüeñal (grados)');
        ylabel('Temperatura (K)');
        title('Temperatura vs Ángulo cigüeñal');
    elseif(strncmp(choice,'e',1))
        figure
        x = 0:10:360;
        Qkol = var(QK,:); % [J]
        Qreg = var(QR,:); % [J]
        Qhot = var(QH,:); % [J]
        Work = var(W,:); % [J]
        Wcom = var(WC,:); % [J]
        Wexp = var(WE,:); % [J]
        plot(x,Qkol,'b-',x,Qreg,'g-',x,Qhot,'r-',x,Work,'k-.',x,Wcom,'b--
',x,Wexp,'r--');
        grid on
        xlabel('Posición cigüeñal (grados)');
        ylabel('Energía [Julios]');
        title('Energía vs Ángulo cigüeñal');
    end
end
fprintf('Saliendo representaciones adiabáticas ideales...\n');
```

```
function [var,dvar] = adiab
% Simulación del modelo Adiabático Ideal
% Israel Urieli, 7/6/2002 -- MODIFICADO Javier Zardoya (22/08/08)
% Returned values:
%   var(22,37) array of variable values every 10 degrees (0 - 360)
%   dvar(16,37) array of derivatives every 10 degrees (0 - 360)

global tk th % cooler, heater temperatures [K]

% Row indices of the var, dvar matrices, and the y,dy variable vectors:
 TC = 1;  % Compression space temperature (K)
 TE = 2;  % Expansion space temperature (K)
 QK = 3;  % Heat transferred to the cooler (J)
 QR = 4;  % Heat transferred to the regenerator (J)
```

```
 QH = 5;  % Heat transferred to the heater (J)
 WC = 6;  % Work done by the compression space (J)
 WE = 7;  % Work done by the expansion space (J)
 W  = 8;  % Total work done (WC + WE) (J)
 P  = 9;  % Pressure (Pa)
 VC = 10; % Compression space volume (m^3)
 VE = 11; % Expansion space volume (m^3)
 MC = 12; % Mass of gas in the compression space (kg)
 MK = 13; % Mass of gas in the cooler (kg)
 MR = 14; % Mass of gas in the regenerator (kg)
 MH = 15; % Mass of gas in the heater (kg)
 ME = 16; % Mass of gas in the expansion space (kg)
 TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler (K)
 THE = 18; % Conditional temeprature heater / expansion space (K)
 GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler (kg/rad)
 GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator (kg/rad)
 GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater (kg/rad)
 GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space (kg/rad)
% Size of var(ROWV,COL), y(ROWV), dvar(ROWD,COL), dy(ROWD)
 ROWV = 22; % number of rows in the var matrix
 ROWD = 16; % number of rows in the dvar matrix
 COL = 37; % number of columns in the matrices (every 10 degrees)
%=========================================================================
fprintf('============Analisi Adiabático Ideal====================\n')
fprintf('Refrigerador Tk = %.1f[K], Calentador0 Th = %.1f[K]\n', tk, th);
 epsilon = 1;  % Allowable error in temerature (K)
 max_iteration = 20;  % Maximum number of iterations to convergence
 ninc = 360; % number if integration increments (every degree)
 step = ninc/36; % for saving values in var, dvar matrices
 dtheta = 2.0*pi/ninc; % integration increment (radians)
% Initial conditions:
 y(THE) = th;
 y(TCK) = tk;
 y(TE) = th;
 y(TC) = tk;
 iter = 0;
 terror = 10*epsilon; % Initial error to enter the loop
% Iteration loop to cyclic convergence
 while ((terror >= epsilon)&(iter < max_iteration))
% cyclic initial conditions
    tc0 = y(TC);
    te0 = y(TE);
    theta = 0;
    y(QK) = 0;
    y(QR) = 0;
    y(QH) = 0;
    y(WC) = 0;
    y(WE) = 0;
    y(W) = 0;
    fprintf('iteration %d: Tc = %.1f[K], Te =
%.1f[K]\n',iter,y(TC),y(TE))
    for(i = 1:1:ninc)
       [theta,y,dy] = rk4('dadiab',7,theta,dtheta,y);
    end
    terror = abs(tc0 - y(TC)) + abs(te0 - y(TE));
    iter = iter + 1;
  end

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

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

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

```
function [var,dvar]=Filmatrix(j,y,dy,var,dvar);
% Fill in the j-th column of the var, dvar matrices with values of y, dy
% Israel Urieli, 7/20/2002 MODIFICADO Javier Zardoya (22/08/08)
% Arguments:  j - column index (1 - 37, every 10 degrees of cycle angle)
%             y(ROWV) - vector of current variable values
%             dy(ROWD) vector of current derivatives
%             var(ROWV,37) - matrix of current variables vs cycle angle
%             dvar(ROWD,37) - matrix of current derivatives vs cycle
angle
% Returned values:
%             var(ROWV,37) - matrix of updated variables vs cycle angle
%             dvar(ROWD,37) - matrix of updated derivatives vs cycle
angle

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

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

```
function [x, y, dy] = rk4(deriv,n,x,dx,y)
%Classical fourth order Runge-Kutta method
%Integrates n first order differential equations
%dy(x,y) over interval x to x+dx
x0 = x;
y0 = y;
```

```
[y,dy1] = feval(deriv,x0,y);
for i = 1:n
    y(i) = y0(i) + 0.5*dx*dy1(i);
end
xm = x0 + 0.5*dx;
[y,dy2] = feval(deriv,xm,y);
for i = 1:n
    y(i) = y0(i) + 0.5*dx*dy2(i);
end
[y,dy3] = feval(deriv,xm,y);
for i = 1:n
    y(i) = y0(i) + dx*dy3(i);
end
x = x0 + dx;
[y,dy] = feval(deriv,x,y);
for i = 1:n
    dy(i) = (dy1(i) + 2*(dy2(i) + dy3(i)) + dy(i))/6;
    y(i) = y0(i) + dx*dy(i);
end
```

```
function [y,dy] = dadiab(theta,y)
% Evaluación de las derivadas del modelo Adiabático Ideal
% Israel Urieli, 7/6/2002  -- MODIFICADO Javier Zardoya (22/08/08)
% Arguments:  theta - current cycle angle [radians]
%             y(22) - vector of current variable values
% Returned values:
%             y(22) - updated vector of current variables
%             dy(16) vector of current derivatives
% Function invoked : volume.m

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

% Indices of the y, dy vectors:
 TC = 1;  % Compression space temperature (K)
 TE = 2;  % Expansion space temperature (K)
 QK = 3;  % Heat transferred to the cooler (J)
 QR = 4;  % Heat transferred to the regenerator (J)
 QH = 5;  % Heat transferred to the heater (J)
 WC = 6;  % Work done by the compression space (J)
 WE = 7;  % Work done by the expansion space (J)
 W  = 8;  % Total work done (WC + WE) (J)
 P  = 9;  % Pressure (Pa)
 VC = 10; % Compression space volume (m^3)
 VE = 11; % Expansion space volume (m^3)
 MC = 12; % Mass of gas in the compression space (kg)
 MK = 13; % Mass of gas in the cooler (kg)
 MR = 14; % Mass of gas in the regenerator (kg)
 MH = 15; % Mass of gas in the heater (kg)
```

```
 ME = 16; % Mass of gas in the expansion space (kg)
 TCK = 17; % Conditional temperature compression space / cooler (K)
 THE = 18; % Conditional temeprature heater / expansion space (K)
 GACK = 19; % Conditional mass flow compression space / cooler (kg/rad)
 GAKR = 20; % Conditional mass flow cooler / regenerator (kg/rad)
 GARH = 21; % Conditional mass flow regenerator / heater (kg/rad)
 GAHE = 22; % Conditional mass flow heater / expansion space (kg/rad)
%==========================================================================

% Volumen y derivadas de volumen:
 [y(VC),y(VE),dy(VC),dy(VE)] = volume(theta);

% Presión y derivadas de presión:
 vot = vk/tk + vr/tr + vh/th;
 y(P) = (mgas*rgas/(y(VC)/y(TC) + vot + y(VE)/y(TE)));
 top = -y(P)*(dy(VC)/y(TCK) + dy(VE)/y(THE));
 bottom = (y(VC)/(y(TCK)*gama) + vot + y(VE)/(y(THE)*gama));
 dy(P) = top/bottom;

% Acumulación de masa y derivadas:
 y(MC) = y(P)*y(VC)/(rgas*y(TC));
 y(MK) = y(P)*vk/(rgas*tk);
 y(MR) = y(P)*vr/(rgas*tr);
 y(MH) = y(P)*vh/(rgas*th);
 y(ME) = y(P)*y(VE)/(rgas*y(TE));
 dy(MC) = (y(P)*dy(VC) + y(VC)*dy(P)/gama)/(rgas*y(TCK));
 dy(ME) = (y(P)*dy(VE) + y(VE)*dy(P)/gama)/(rgas*y(THE));
 dpop = dy(P)/y(P);
 dy(MK) = y(MK)*dpop;
 dy(MR) = y(MR)*dpop;
 dy(MH) = y(MH)*dpop;

% Flujos de masa ente celdas:
 y(GACK) = -dy(MC);
 y(GAKR) = y(GACK) - dy(MK);
 y(GAHE) = dy(ME);
 y(GARH) = y(GAHE) + dy(MH);

% Temperaturas condicionadas entre celdas:
 y(TCK) = tk;
 if(y(GACK)>0)
    y(TCK) = y(TC);
 end
 y(THE) = y(TE);
 if(y(GAHE)>0)
    y(THE) = th;
 end

% 7 derivadas a ser integradas por rk4:
% Temperaturas del espacio de trabajo:
 dy(TC) = y(TC)*(dpop + dy(VC)/y(VC) - dy(MC)/y(MC));
 dy(TE) = y(TE)*(dpop + dy(VE)/y(VE) - dy(ME)/y(ME));

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

```
% Trabajo neto realizado:
 dy(W) = dy(WC) + dy(WE);
 y(W) = y(WC) + y(WE);
```

```
function [vc,ve,dvc,dve] = volume(theta)
% Determinación de las variaciones de volumen en el espacio de trabajo y
% sus derivadas
% Israel Urieli, 7/6/2002  -- MODIFICADO: Javier Zardoya (26/08/08)
% Argument:  theta - current cycle angle [radians]
% Returned values:
%   vc, ve - compression, expansion space volumes [m^3]
%   dvc, dve - compression, expansion space volume derivatives

global engine_type % s)inusoidal, y)oke (both alpha engines)--VER COMO
MODIFICO VOLUMENES

if(strncmp(engine_type,'s',1))
    [vc,ve,dvc,dve] = sinevol(theta);
elseif(strncmp(engine_type,'y',1))
    [vc,ve,dvc,dve] = yokevol(theta);
end
%==============================================================

function [vc,ve,dvc,dve] = yokevol(theta)
% Ross yoke drive volume variations and derivatives
% Israel Urieli, 7/6/2002
% Argument:  theta - current cycle angle [radians]
% Returned values:
%   vc, ve - compression, expansion space volumes [m^3]
%   dvc, dve - compression, expansion space volume derivatives

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

 sinth = sin(theta);
 costh = cos(theta);
 bth = (b1^2 - (crank*costh)^2)^0.5;
 ye = crank*(sinth + (b2/b1)*costh) + bth;
 yc = crank*(sinth - (b2/b1)*costh) + bth;

 ve = vcle + aexp*(ye - ymin);
 vc = vclc + acomp*(yc - ymin);
 dvc = acomp*crank*(costh + (b2/b1)*sinth + crank*sinth*costh/bth);
 dve = aexp*crank*(costh - (b2/b1)*sinth + crank*sinth*costh/bth);
```

ANEXO IV. RESULTADOS

1	
DATOS MOTOR	
Volumen libre compresión (m)	0
Diámetro pistón compres (m)	0,2
Carrera pistón compres. (m)	0,087
Volumen libre expansión (m)	0
Diámetro pistón expansión (m)	0,35
Carrera pistón expansión (m)	0,087
YUGO DE ROSS	
Radio Manivela (m)	0,02975
b1	0,1239
b2	0,1239

Diámetro refrigerador (m)	0,06
Long. Refrigerador(m)	0,05
Diámetro calentador (m)	0,06
Long. Calentador(m)	0,05
Diámetro regenerador (m)	0,06
Long. Regenerador(m)	0,05
Porosidad	0,6

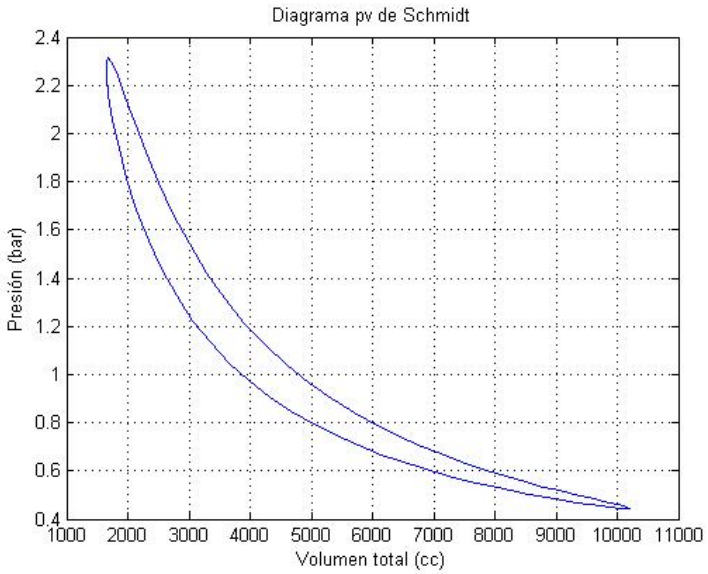
RESULTADOS

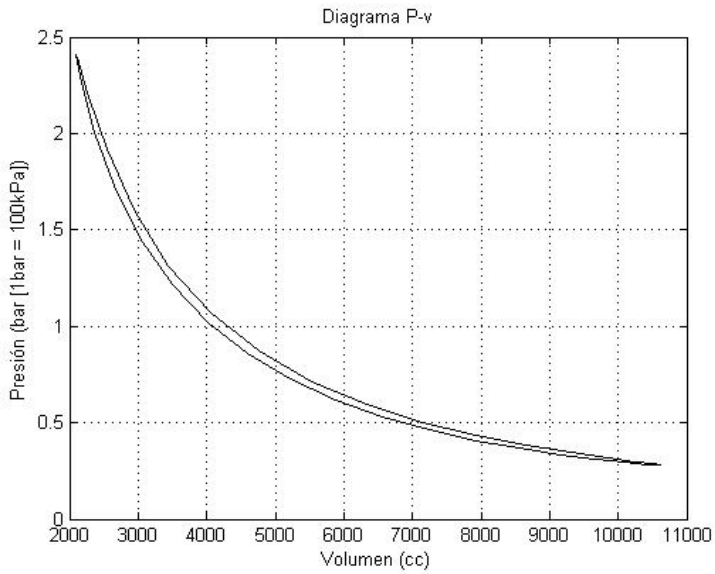
ISOTERMO	
Trabajo (J)	66,28
Potencia (W)	386,6
Calor exp (J)	236,8
Calor comp (J)	-170,5
Rendimiento	0,280

Angulo de desfase (º)	95,6

ADIABÁTICO	
Potencia (W)	-206,62
Flujo calor Refrig W)	-2044,16
Flujo calor Calent W)	1835,22
Flujo calor Rege.(W)	0,02
Rendimiento	-0,113

Temperatura caliente (K)	283
Temperatura fría (K)	393





2	
DATOS MOTOR	
Volumen libre compresión (m)	0
Diámetro pistón compres (m)	0,2
Carrera pistón compres. (m)	0,087
Volumen libre expansión (m)	0
Diámetro pistón expansión (m)	0,35
Carrera pistón expansión (m)	0,087
YUGO DE ROSS	
Radio Manivela (m)	0,02975
b1	0,1239
b2	0,1239

Diámetro refrigerador (m)	0,1
Long. Refrigerador(m)	0,09
Diámetro calentador (m)	0,2
Long. Calentador(m)	0,1
Diámetro regenerador (m)	0,1
Long. Regenerador(m)	0,06
Porosidad	0,6

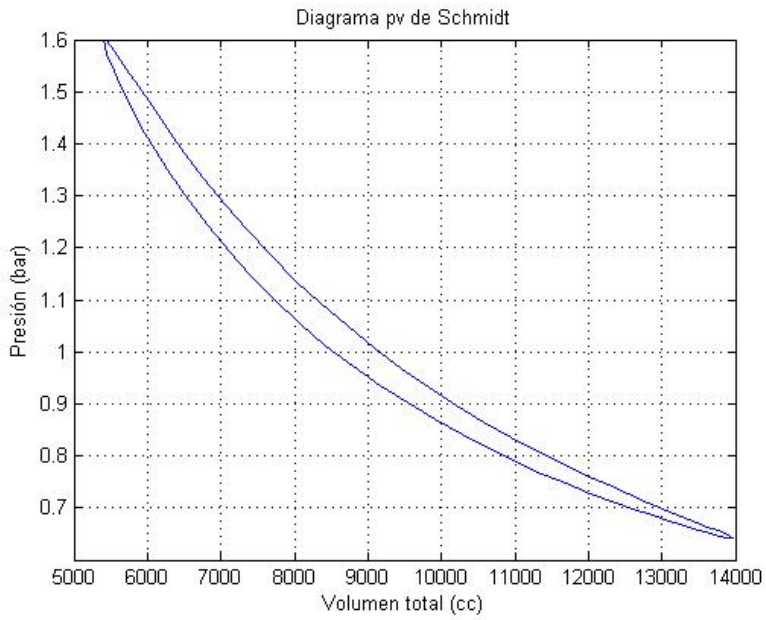
RESULTADOS

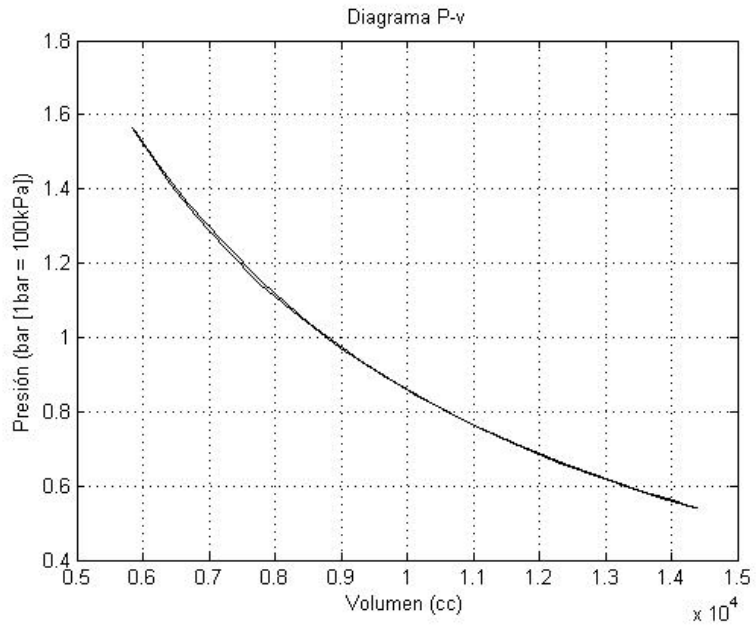
ISOTERMO	
Trabajo (J)	37,04
Potencia (W)	216,1
Calor exp (J)	192,1
Calor comp (J)	-155
Rendimiento	0,193

ADIABÁTICO	
Potencia (W)	-18,71
Flujo calor Refrig W)	-1129,71
Flujo calor Calent W)	1105,79
Flujo calor Rege.(W)	0,02
Rendimiento	-0,017

Angulo de desfase (º)	95,6

Temperatura caliente (K)	283
Temperatura fría (K)	363





3	
DATOS MOTOR	
Volumen libre compresión (m)	0
Diámetro pistón compres (m)	0,2
Carrera pistón compres. (m)	0,087
Volumen libre expansión (m)	0
Diámetro pistón expansión (m)	0,35
Carrera pistón expansión (m)	0,087
YUGO DE ROSS	
Radio Manivela (m)	0,02975
b1	0,1239
b2	0,1239

Diámetro refrigerador (m)	0,1
Long. Refrigerador(m)	0,09
Diámetro calentador (m)	0,3
Long. Calentador(m)	0,15
Diámetro regenerador (m)	0,1
Long. Regenerador(m)	0,06
Porosidad	0,6

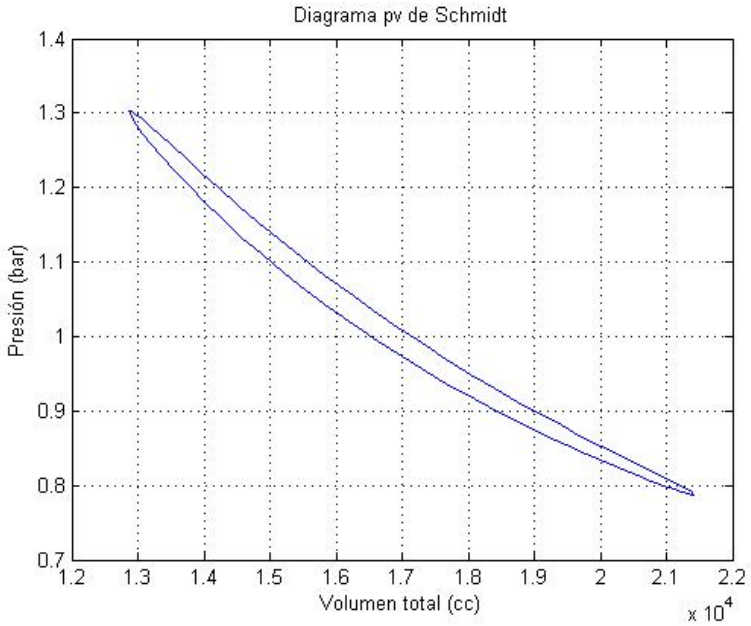
RESULTADOS

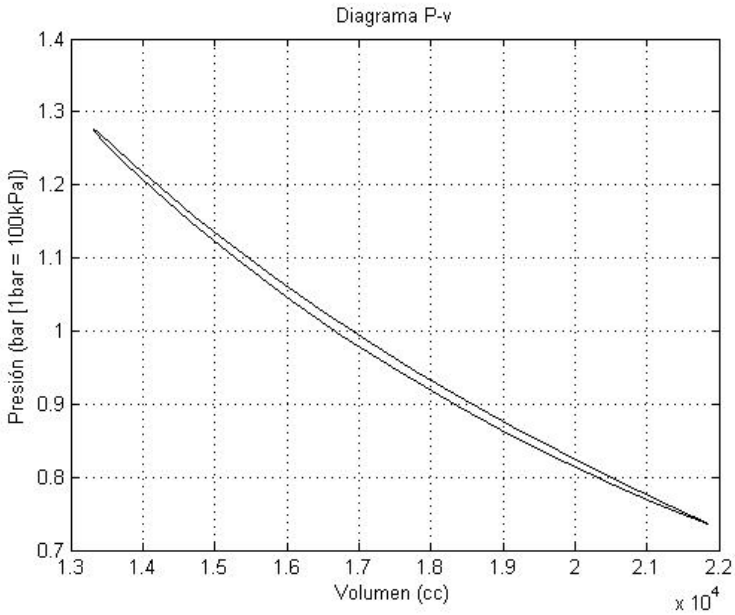
ISOTERMO	
Trabajo (J)	37,04
Potencia (W)	216,1
Calor exp (J)	192,1
Calor comp (J)	-155
Rendimiento	0,193

ADIABÁTICO	
Potencia (W)	58,19
Flujo calor Refrig W)	-609,19
Flujo calor Calent W)	663,68
Flujo calor Rege.(W)	0
Rendimiento	0,088

Angulo de desfase (º)	95,6

Temperatura caliente (K)	293
Temperatura fría (K)	363





4	
DATOS MOTOR	
Volumen libre compresión (m)	0
Diámetro pistón compres (m)	0,2
Carrera pistón compres. (m)	0,092
Volumen libre expansión (m)	0
Diámetro pistón expansión (m)	0,35
Carrera pistón expansión (m)	0,092
YUGO DE ROSS	
Radio Manivela (m)	0,032
b1	0,2
b2	0,2

Diámetro refrigerador (m)	0,1
Long. Refrigerador(m)	0,09
Diámetro calentador (m)	0,3
Long. Calentador(m)	0,15
Diámetro regenerador (m)	0,1
Long. Regenerador(m)	0,06
Porosidad	0,6

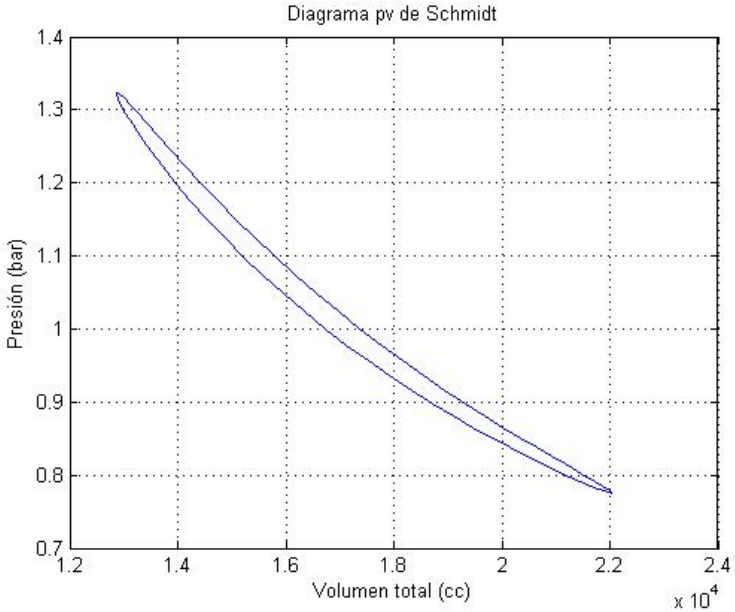
RESULTADOS

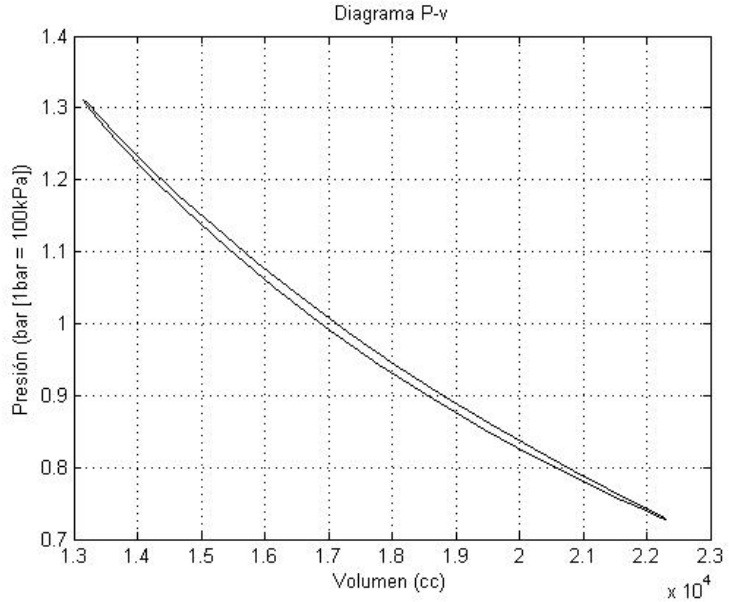
ISOTERMO	
Trabajo (J)	38,78
Potencia (W)	226,2
Calor exp (J)	201,1
Calor comp (J)	-162,3
Rendimiento	0,193

Angulo de desfase (º)	92,3

ADIABÁTICO	
Potencia (W)	60,89
Flujo calor Refrig W)	-707,63
Flujo calor Calent W)	763,84
Flujo calor Rege.(W)	0,02
Rendimiento	0,080

Temperatura caliente (K)	293
Temperatura fría (K)	363





5	
DATOS MOTOR	
Volumen libre compresión (m)	0
Diámetro pistón compres (m)	0,3
Carrera pistón compres. (m)	0,087
Volumen libre expansión (m)	0
Diámetro pistón expansión (m)	0,5
Carrera pistón expansión (m)	0,087
YUGO DE ROSS	
Radio Manivela (m)	0,02975
b1	0,1239
b2	0,1239

Diámetro refrigerador (m)	0,1
Long. Refrigerador(m)	0,09
Diámetro calentador (m)	0,3
Long. Calentador(m)	0,15
Diámetro regenerador (m)	0,1
Long. Regenerador(m)	0,06
Porosidad	0,6

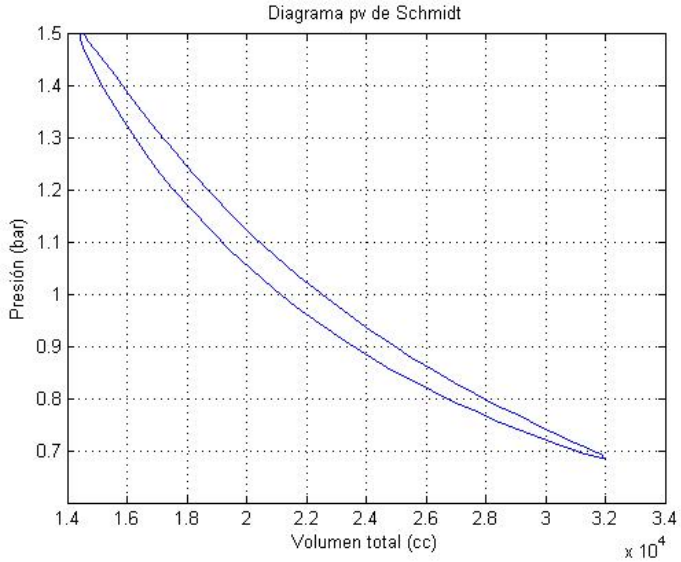
RESULTADOS

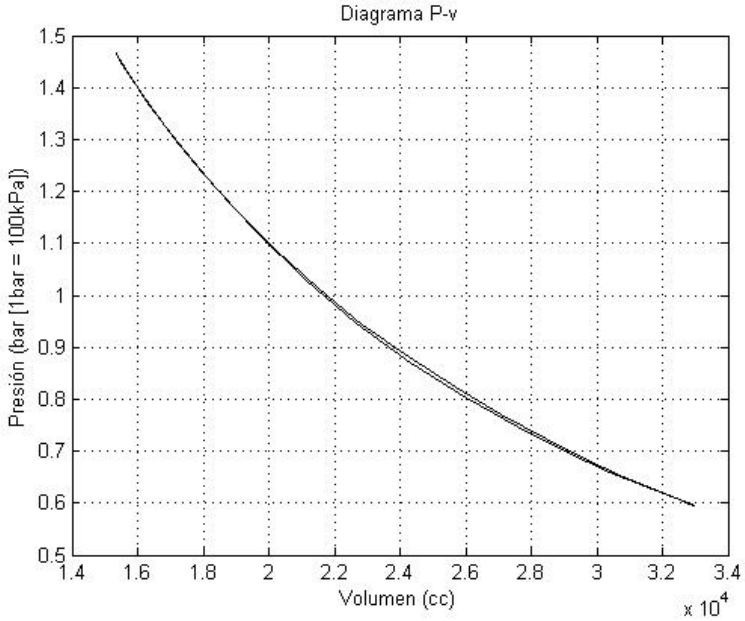
ISOTERMO	
Trabajo (J)	82,17
Potencia (W)	479,3
Calor exp (J)	426,1
Calor comp (J)	-343,9
Rendimiento	0,193

ADIABÁTICO	
Potencia (W)	40,43
Flujo calor Refrig W)	-2160,22
Flujo calor Calent W)	2190,8
Flujo calor Rege.(W)	0,03
Rendimiento	0,018

Angulo de desfase (º)	95,6

Temperatura caliente (K)	293
Temperatura fría (K)	363





6	
DATOS MOTOR	
Volumen libre compresión (m)	0
Diámetro pistón compres (m)	0,3
Carrera pistón compres. (m)	0,087
Volumen libre expansión (m)	0
Diámetro pistón expansión (m)	0,5
Carrera pistón expansión (m)	0,087
YUGO DE ROSS	
Radio Manivela (m)	0,02975
b1	0,1239
b2	0,1239

Diámetro refrigerador (m)	0,1
Long. Refrigerador(m)	0,09
Diámetro calentador (m)	0,3
Long. Calentador(m)	0,15
Diámetro regenerador (m)	0,1
Long. Regenerador(m)	0,06
Porosidad	0,6

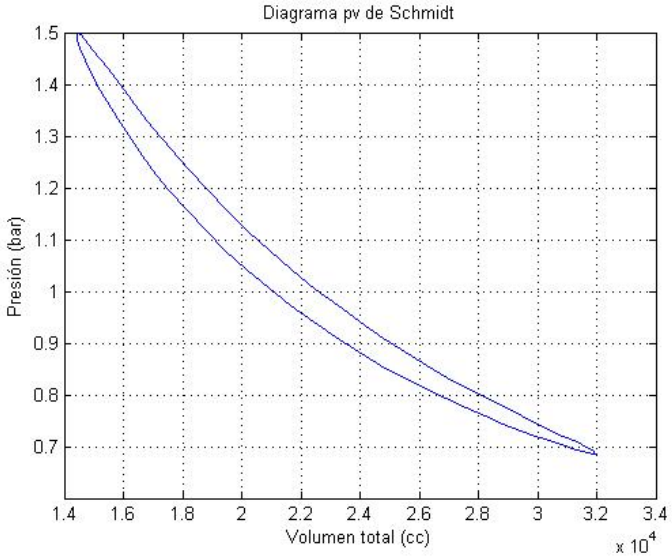
RESULTADOS

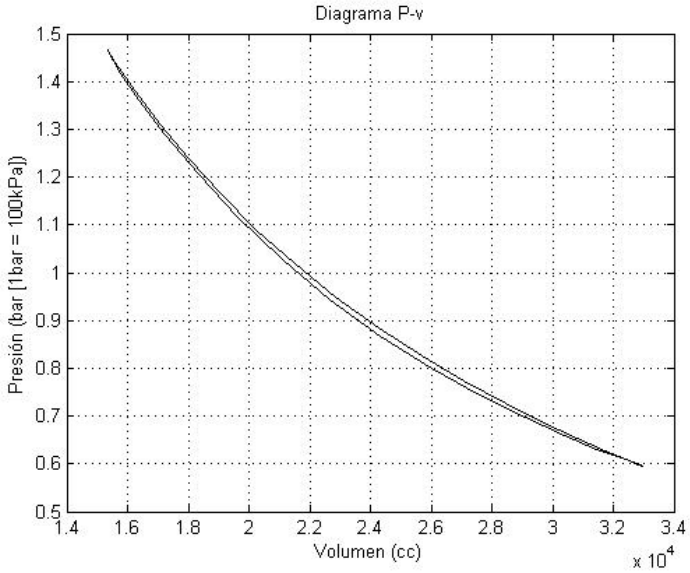
ISOTERMO	
Trabajo (J)	95,31
Potencia (W)	555,9
Calor exp (J)	444,2
Calor comp (J)	-349,1
Rendimiento	0,215

ADIABÁTICO	
Potencia (W)	101,89
Flujo calor Refrig W)	-2151,96
Flujo calor Calent W)	2244
Flujo calor Rege.(W)	0,03
Rendimiento	0,045

Angulo de desfase (º)	95,6

Temperatura caliente (K)	293
Temperatura fría (K)	373





7	
DATOS MOTOR	
Volumen libre compresión (m)	0
Diámetro pistón compres (m)	0,2
Carrera pistón compres. (m)	0,087
Volumen libre expansión (m)	0
Diámetro pistón expansión (m)	0,35
Carrera pistón expansión (m)	0,087
YUGO DE ROSS	
Radio Manivela (m)	0,02975
b1	0,1239
b2	0,1239

Diámetro refrigerador (m)	0,1
Long. Refrigerador(m)	0,09
Diámetro calentador (m)	0,3
Long. Calentador(m)	0,15
Diámetro regenerador (m)	0,1
Long. Regenerador(m)	0,06
Porosidad	0,6

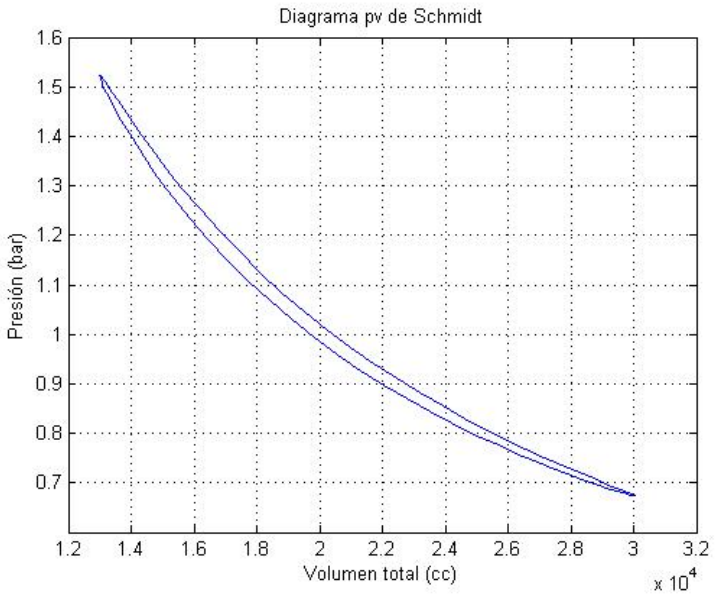
RESULTADOS

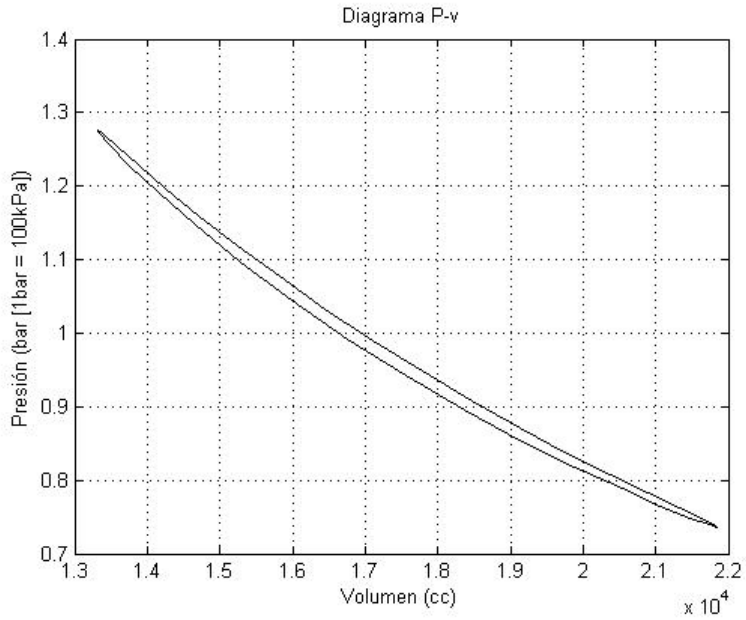
ISOTERMO	
Trabajo (J)	61,16
Potencia (W)	359,4
Calor exp (J)	287,2
Calor comp (J)	-225,6
Rendimiento	0,213

Angulo de desfase (º)	95,6

ADIABÁTICO	
Potencia (W)	76,68
Flujo calor Refrig W)	-607,22
Flujo calor Calent W)	680,19
Flujo calor Rege.(W)	0,01
Rendimiento	0,113

Temperatura caliente (K)	293
Temperatura fría (K)	373





8	
DATOS MOTOR	
Volumen libre compresión (m)	0
Diámetro pistón compres (m)	0,2
Carrera pistón compres. (m)	0,087
Volumen libre expansión (m)	0
Diámetro pistón expansión (m)	0,35
Carrera pistón expansión (m)	0,087
YUGO DE ROSS	
Radio Manivela (m)	0,02975
b1	0,1239
b2	0,1239

Diámetro refrigerador (m)	0,06
Long. Refrigerador(m)	0,05
Diámetro calentador (m)	0,06
Long. Calentador(m)	0,05
Diámetro regenerador (m)	0,06
Long. Regenerador(m)	0,05
Porosidad	0,6

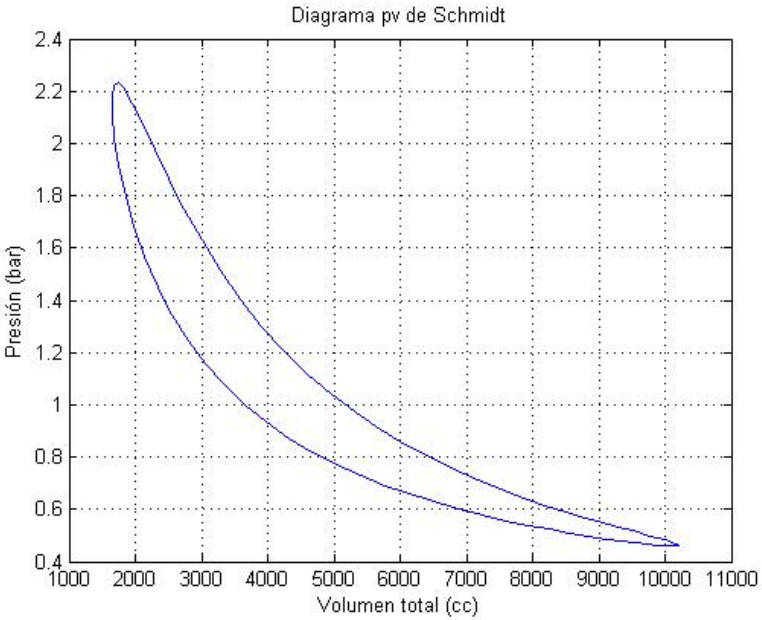
RESULTADOS

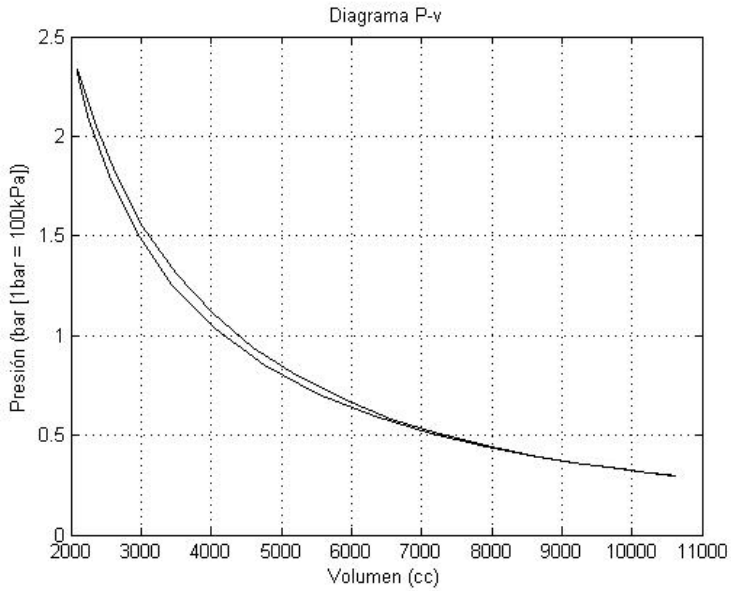
ISOTERMO	
Trabajo (J)	120,5
Potencia (W)	703,1
Calor exp (J)	306,4
Calor comp (J)	-185,9
Rendimiento	0,393

Angulo de desfase (º)	95,6

ADIABÁTICO	
Potencia (W)	159,08
Flujo calor Refrig W)	-1962,8
Flujo calor Calent W)	2118,91
Flujo calor Rege.(W)	0,03
Rendimiento	0,075

Temperatura caliente (K)	273
Temperatura fría (K)	450





9	
DATOS MOTOR	
Volumen libre compresión (m)	0
Diámetro pistón compres (m)	0,2
Carrera pistón compres. (m)	0,087
Volumen libre expansión (m)	0
Diámetro pistón expansión (m)	0,35
Carrera pistón expansión (m)	0,087
YUGO DE ROSS	
Radio Manivela (m)	0,02975
b1	0,1239
b2	0,1239

Diámetro refrigerador (m)	0,1
Long. Refrigerador(m)	0,09
Diámetro calentador (m)	0,3
Long. Calentador(m)	0,15
Diámetro regenerador (m)	0,1
Long. Regenerador(m)	0,06
Porosidad	0,6

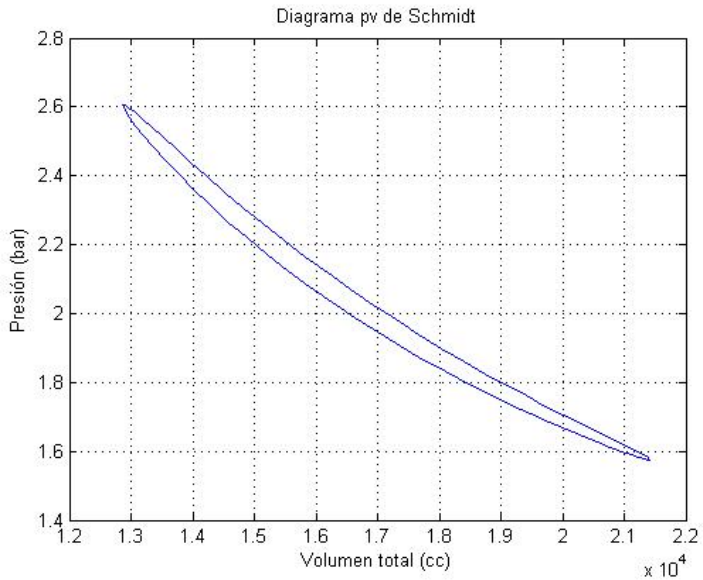
RESULTADOS

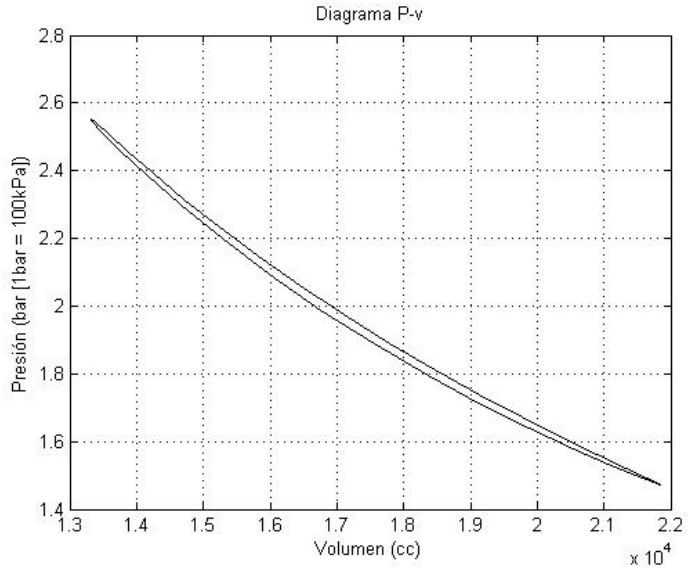
ISOTERMO	
Trabajo (J)	74,08
Potencia (W)	432,1
Calor exp (J)	384,1
Calor comp (J)	-310,1
Rendimiento	0,193

ADIABÁTICO	
Potencia (W)	116,39
Flujo calor Refrig W)	-1218,38
Flujo calor Calent W)	1327,37
Flujo calor Rege.(W)	0,01
Rendimiento	0,088

Angulo de desfase (º)	95,6

Temperatura caliente (K)	293
Temperatura fría (K)	363
Presión (Pa)	202600





10	
DATOS MOTOR	
Volumen libre compresión (m)	0
Diámetro pistón compres (m)	0,2
Carrera pistón compres. (m)	0,087
Volumen libre expansión (m)	0
Diámetro pistón expansión (m)	0,35
Carrera pistón expansión (m)	0,087
YUGO DE ROSS	
Radio Manivela (m)	0,02975
b1	0,1239
b2	0,1239

Diámetro refrigerador (m)	0,1
Long. Refrigerador(m)	0,09
Diámetro calentador (m)	0,3
Long. Calentador(m)	0,15
Diámetro regenerador (m)	0,1
Long. Regenerador(m)	0,06
Porosidad	0,6

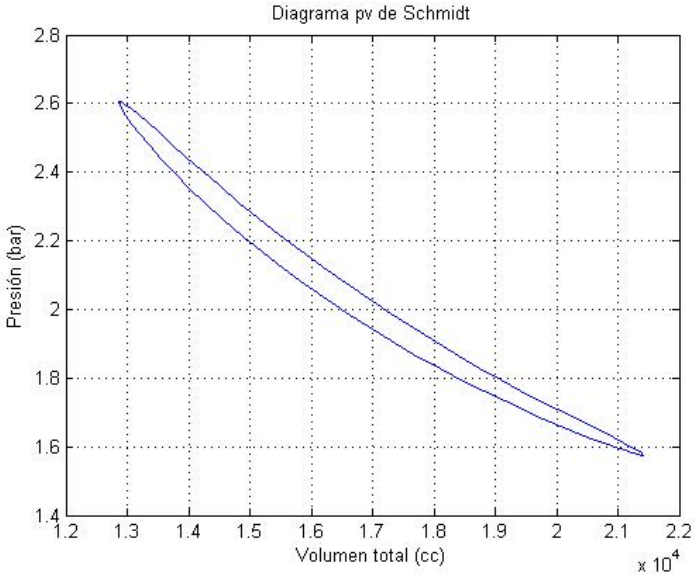
RESULTADOS

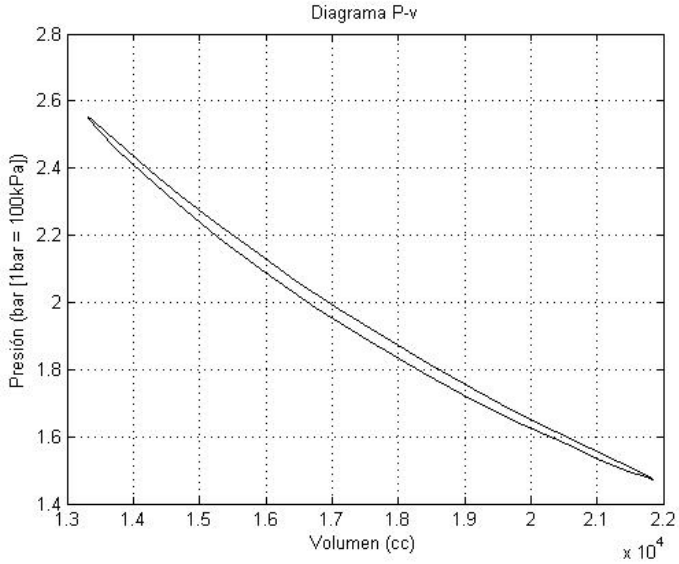
ISOTERMO	
Trabajo (J)	86,25
Potencia (W)	503,1
Calor exp (J)	402,1
Calor comp (J)	-315,9
Rendimiento	0,214

Angulo de desfase (º)	95,6

ADIABÁTICO	
Potencia (W)	153,36
Flujo calor Refrig W)	-1214,45
Flujo calor Calent W)	1360,39
Flujo calor Rege.(W)	0,01
Rendimiento	0,113

Temperatura caliente (K)	293
Temperatura fría (K)	373
Presión (Pa)	202600





11	
DATOS MOTOR	
Volumen libre compresión (m)	0
Diámetro pistón compres (m)	0,3
Carrera pistón compres. (m)	0,087
Volumen libre expansión (m)	0
Diámetro pistón expansión (m)	0,5
Carrera pistón expansión (m)	0,087
YUGO DE ROSS	
Radio Manivela (m)	0,02975
b1	0,1239
b2	0,1239

Diámetro refrigerador (m)	0,1
Long. Refrigerador(m)	0,09
Diámetro calentador (m)	0,3
Long. Calentador(m)	0,15
Diámetro regenerador (m)	0,1
Long. Regenerador(m)	0,06
Porosidad	0,6

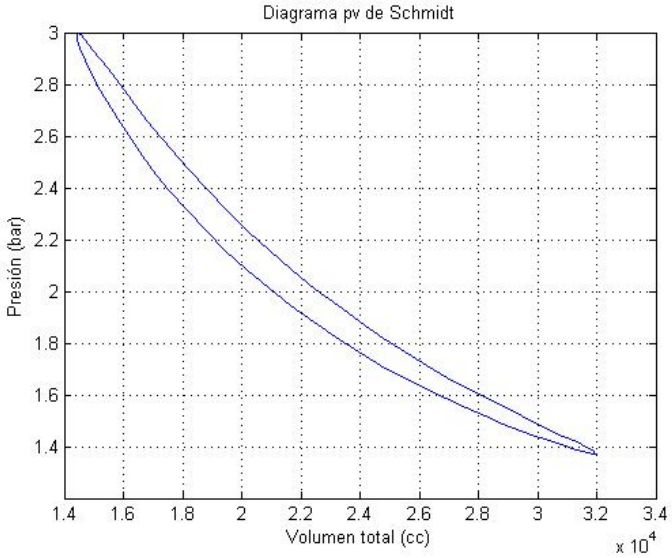
RESULTADOS

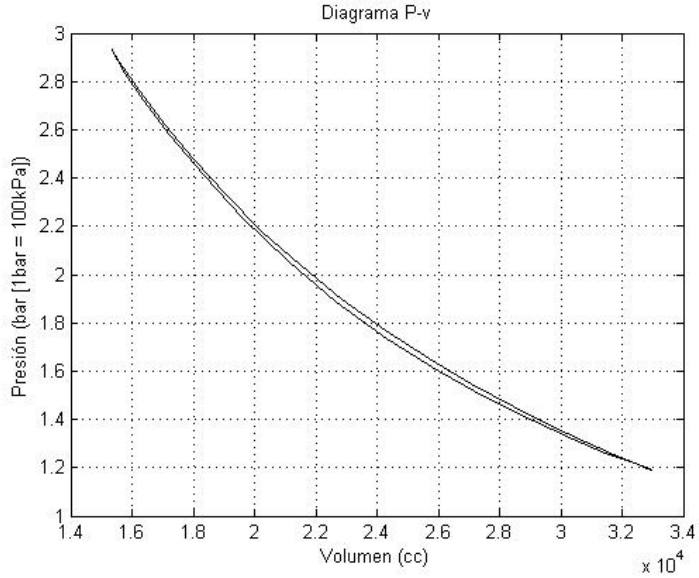
ISOTERMO	
Trabajo (J)	190,6
Potencia (W)	1112
Calor exp (J)	888,7
Calor comp (J)	-698,1
Rendimiento	0,214

Angulo de desfase (º)	95,6

ADIABÁTICO	
Potencia (W)	203,79
Flujo calor Refrig W)	-4303,92
Flujo calor Calent W)	4487,99
Flujo calor Rege.(W)	0,06
Rendimiento	0,045

Temperatura caliente (K)	293
Temperatura fría (K)	373
Presión (Pa)	202600





12	
DATOS MOTOR	
Volumen libre compresión (m)	0
Diámetro pistón compres (m)	0,3
Carrera pistón compres. (m)	0,087
Volumen libre expansión (m)	0
Diámetro pistón expansión (m)	0,5
Carrera pistón expansión (m)	0,087
YUGO DE ROSS	
Radio Manivela (m)	0,02975
b1	0,1239
b2	0,1239

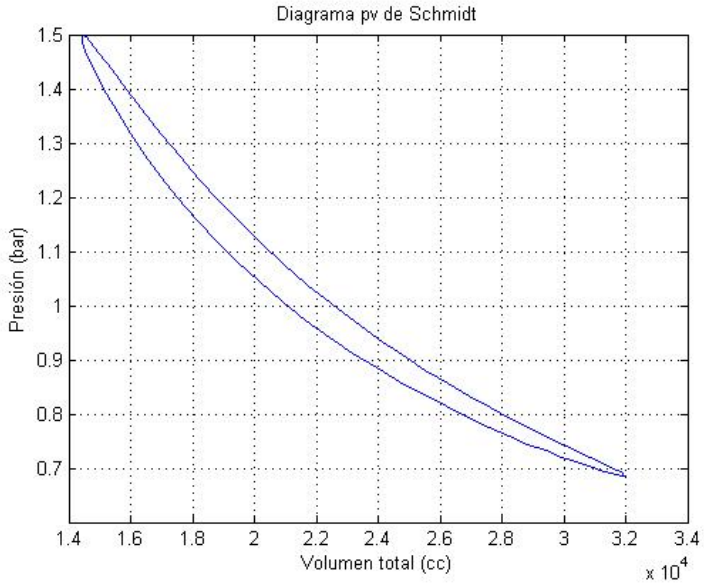
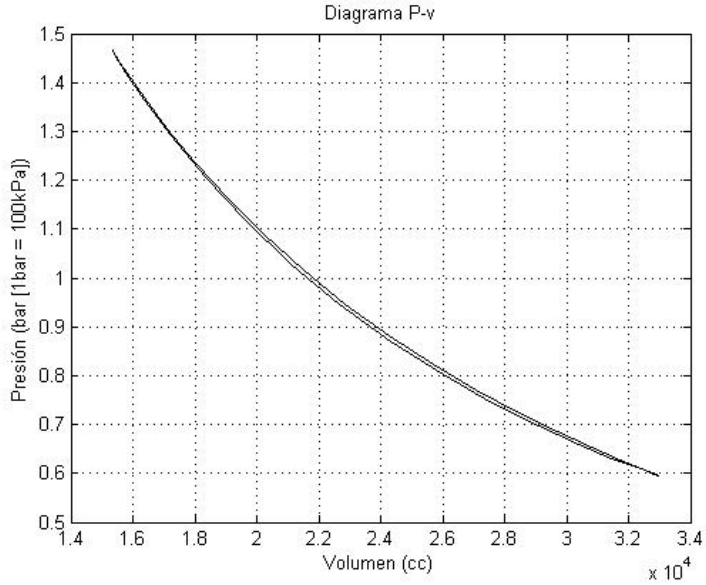
Diámetro refrigerador (m)	0,1
Long. Refrigerador(m)	0,09
Diámetro calentador (m)	0,3
Long. Calentador(m)	0,15
Diámetro regenerador (m)	0,1
Long. Regenerador(m)	0,06
Porosidad	0,6

RESULTADOS

ISOTERMO	
Trabajo (J)	90,41
Potencia (W)	527,4
Calor exp (J)	437,6
Calor comp (J)	-342,7
Rendimiento	0,207

ADIABÁTICO	
Potencia (W)	79,23
Flujo calor Refrig W)	-2155
Flujo calor Calent W)	2224,37
Flujo calor Rege.(W)	0,03
Rendimiento	0,036

Angulo de desfase (º)	95,6

Temperatura caliente (K)	288
Temperatura fría (K)	363
Presión (Pa)	101300

HIDRÓGENO