



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN

DISEÑO DE UN MOTOR STIRLING TIPO BETA A $\frac{1}{2}$ KW

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

PRESENTA:

ANGEL LECONA GALINDO

ASESOR: ING. JOSÉ ANTONIO SÁNCHEZ G.



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLÁN

DISEÑO DE UN MOTOR STIRLING TIPO BETA A $\frac{1}{2}$ KW

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

PRESENTA:

ANGEL LECONA GALINDO

ASESOR: ING. JOSÉ ANTONIO SÁNCHEZ G.

Dedicatoria y Agradecimientos

A Dios:

Por su amor, bondad y por no abandonarme en los momentos de difícil decisión.

A mis Abuelitas:

Por su apoyo y amor cuando estuvieron a mi lado y que ahora lo hacen desde el empíreo.

A mis padres:

Por su amor incondicional, por que dieron todo sin esperar nada, por haberme enseñado desde pequeño el mejor camino a seguir, por estar siempre conmigo a pesar de la distancia.

Por ayudarme a levantarme a cada caída, por enseñarme a mantenerme de pie a pesar de la tormenta, por todo.

A mi Hermano:

Porque antes que todo demostró ser mi amigo, por sus palabras precisas, por su alegría aun en los peores momentos, gracias por ser como eres.

A mis hermanas:

Por estar conmigo siempre y demostrarme su cariño y amor a cada momento.

A mi novia:

Por apoyarme siempre, por enseñarme el valor de la constancia, por su paciencia en los momentos difíciles de enojo y desesperación de mí parte.

A mis Amigos:

Anabel, Gina, Jorge Isaac, Aldo Mauricio, Víctor Uriel, Federico y José Luis por su apoyo, alegría, por todos los momentos agradables que pasamos a lo largo de la carrera, a cada uno les agradezco de forma muy especial, sin duda son lo mejor que me a pasado en los últimos 6 años. Gracias Ingenieros por su amistad.

A mi Asesor:

Ingeniero José Antonio Sánchez gracias por enseñarme la paciencia y la constancia.

I RESUMEN

Este trabajo de tesis se realizó con la idea de volver a dar a conocer la funcionalidad del motor Stirling, definiciones, procesos termodinámicos, energía solar y sus múltiples aplicaciones de este.

En este trabajo conoceremos desde el panorama de la energía en México: la decadencia del oro negro en nuestro país, el futuro de la energía mexicana, pero sin meternos en el cochinerito de contratos innecesarios en la compra de energía al país vecino. Así como también conoceremos las bases esenciales de la captación de la energía solar: propiedades del sol y tierra, ángulos solares, colectores solares, transferencia de calor.

Realizaremos el diseño de un motor Stirling tipo beta en base en el diseño de un tipo alfa, los resultados estarán al final de este trabajo, como es un trabajo puramente teórico nuestra eficiencia será alta, aunque en un ciclo real, intervienen parámetros no considerados en el ideal, como los materiales, el medio ambiente y sus variaciones, entre otros.

II INTRODUCCION

El consumo de energía sigue una curva ascendente que parece no tener fin. La introducción en el hogar de innumerable cantidad de electrodomésticos para el ocio y el bienestar lo provoca.

De unas décadas atrás ha surgido una gran necesidad por el ahorro de energía, ya sea por el costo o por el daño climático, el caso es que todos los países o en su mayoría tienen planes para el ahorro de energía, esto nos lleva a pensar en las ENERGIAS RENOVABLES.

En México muy poco aprovechamos la ubicación del país, que sin duda es favorable para el aprovechamiento de la energía solar por encontrarse en una zona muy cerca del trópico de cáncer donde la radiación es mayor, diferencias de países nórdicos, con esta ubicación y con la radiación solar que recibe el país al año, podríamos nombrarlo un país solar, aunque eh aquí el punto, no contamos con la tecnología suficiente, por no decir nula.

III INDICE

Pág.

CAPITULO 1

1 Panorama de la Energía Eléctrica

1.1	Tendencia del consumo de combustibles utilizados en la generación eléctrica	6
1.2	Consumo Nacional de Electricidad	7
1.3	Pronóstico del consumo nacional de energía eléctrica 2005-2014	8
1.4	Consumo de Combustible en la Energía Eléctrica	8

CAPITULO 2

2 Energía Solar

2.1	El sol	9
2.1.1	Radiación Solar	9
2.1.1.1	Constante Solar	10
2.1.1.2	Radiación Extraterrestre	11
2.2	Ángulos solares	12
2.2.1	La Bóveda Celeste	13
2.2.2	Coordenadas Horizontales	13
2.2.3	Coordenadas Respecto al Ecuador	14
2.2.4	Relación de Coordenadas	15
2.2.5	Latitud y Longitud	17
2.2.6	Ángulos Básicos	17
2.2.7	Ángulos Derivados	19
2.3	Instrumentos de medición para la radiación	20

CAPITULO 3

3 Aspectos de Transferencia de Calor

3.1	Principio de conducción y convección	22
3.2	Radiación	23
3.3	Cuerpo Negro	24
3.4	Transferencia de Calor en superficies extendidas	26
3.4.1	Análisis de la conducción general	26
3.4.2	Desempeño de 1 aleta	27

CAPITULO 4

Colectores

4 Focales

28

4.1	Concentración en un paraboloide de revolución	32
4.2	Determinación de los parámetros del concentrador de tipo paraboloide de revolución	32

CAPITULO 5

5 Motor Stirling

5.1	Introducción	38
5.2	Funcionamiento del motor Stirling	38
5.3	Ciclo termodinámicos ideales	40
5.3.1	Importancia de la evolución isotérmica respecto a la adiabática	41
5.3.2	Ciclo Stirling Ideal	41
5.3.3	Eficiencia	43
5.4	Análisis de la relación de Compresión	44
5.5	Regenerador	44
5.5.1	Análisis de la regeneración	44
5.5.2	Regenerador Único	45
5.6	Elementos Mecánicos	45
5.6.1	Tipologías de motores	46
5.6.2	Tipologías de arquitecturas	47
5.6.3	Acoplamiento de los émbolos y extracción de potencia	50
5.6.4	Elementos de estanqueidad y lubricación	51
5.6.5	Características de los elementos mecánicos	52
5.7	Elementos Térmicos	52
5.7.1	Calentadores	52
5.7.2	Refrigeradores	52
5.8	Fluido de Trabajo	54
5.9	Características de Funcionamiento	54
5.9.1	Causas de las principales pérdidas de potencia y rendimiento en un motor Stirling.	56

CAPITULO 6

6 Diseño de nuestro Motor Stirling Tipo Beta a ½ KW

6.1	Cálculos Teóricos de nuestro Motor Stirling	57
6.2	Dibujos: diseño en autocad del motor	76
	Bibliografía	93

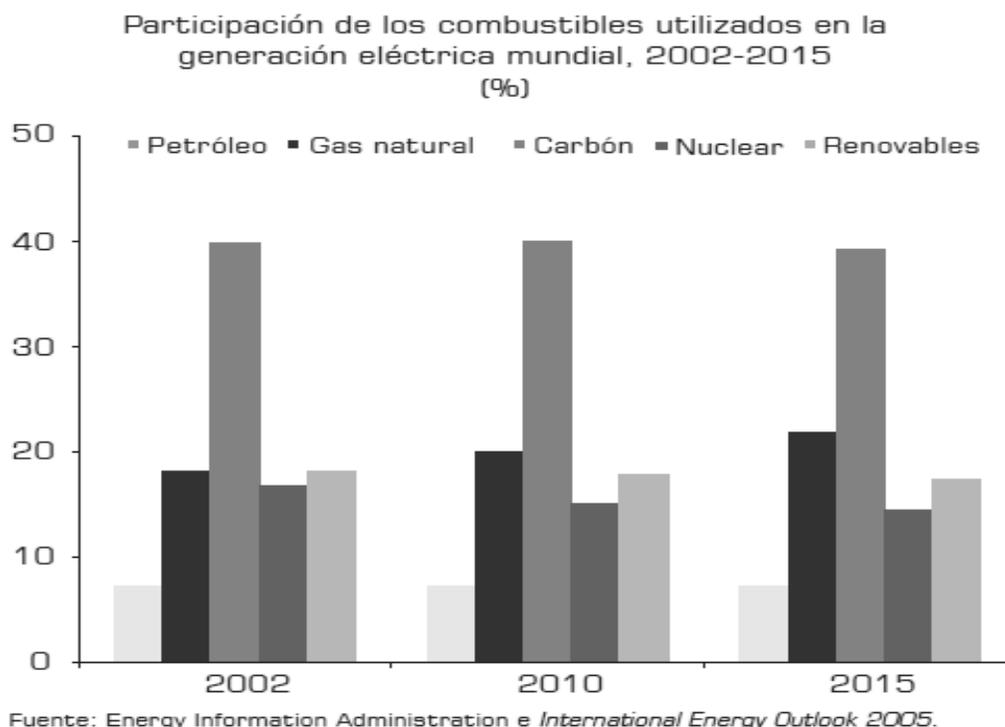
1. PANORAMA DE LA ENERGÍA ELÉCTRICA

La generación masiva de electricidad comenzó cuando, a fines del siglo XIX, se extendió la iluminación eléctrica de las calles y las casas. En 1888 Tesla diseñó el primer sistema práctico para generar y transmitir corriente alterna para sistemas de energía eléctrica.

1.1 Tendencia del consumo de combustibles utilizados en la generación eléctrica

Las estimaciones reportadas proyectan que el carbón y el gas natural continuarán como los principales combustibles para la generación de energía eléctrica. El crecimiento esperado del carbón en el periodo 2002-2015 lo mantiene como el combustible con mayor participación, sin embargo, este crecimiento será compensado por el aumento en el uso de gas natural.

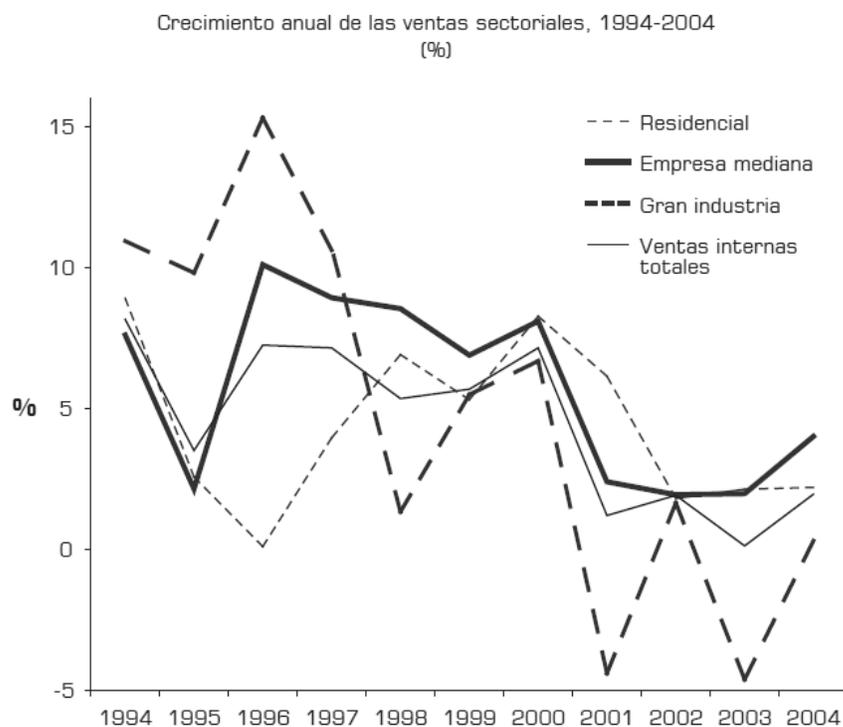
En lo que respecta a la tecnología nuclear, se estima que su participación disminuirá a pesar de que se espera la construcción de varias plantas a lo largo del periodo. Asimismo, las centrales hidroeléctricas continuarán con una participación cercana al 18% del total de combustibles utilizados en la generación eléctrica.



Gráfica 1.1 Participación de los combustibles en la generación eléctrica mundial, 2002-2015.

1.2 Consumo Nacional de electricidad

El consumo nacional de electricidad en 2004 ascendió a **183,972 GWh**, de tal manera que durante el periodo 1994-2004 registró una tasa de **crecimiento anual de 4.5%**, menor a la observada para el periodo 1993-2003 (5.7%).



Fuente: Comisión Federal de Electricidad.

Grafica 1.2 Crecimiento anual de las ventas sectoriales, 1994-2004.

1.3 Pronóstico del consumo nacional de energía eléctrica 2005-2014

Se estima que el consumo nacional de electricidad para el periodo 2005-2014 muestre una tasa de crecimiento anual de 5.2%, ya que aumentará de 183.9 TWh en 2004 a 305.1 TWh en 2014.

1.4 Consumo de combustibles en la generación eléctrica

Este consumo estimado de combustibles supone que la capacidad tipo libre con 5,811 MW (sin considerar la requerida para Baja California Sur) utiliza gas natural. Además supone una eficiencia bruta de 51% correspondiente a la tecnología de los nuevos ciclos combinados.

Durante 2004 se consumieron, 41.7 mil m³/diarios de combustóleo, 1 mil m³/diarios de diesel, 50.5 millones de m³/diarios de gas natural, y 11.5 millones de toneladas de carbón, lo cual dio un total de 4,213 Terajoules/día.

El mundo comienza a confrontar su adicción a los abundantes y “baratos combustibles” fósiles Y la pregunta queda abierta si podemos o no encontrar la salida a la dependencia del petróleo, *la energía no es solo otra parte de la economía.*

Por ejemplo, en el ártico, para el final del verano de 2007 había 22% menos hielo marino que el jamás hubiese observado antes. Algunos derretimientos se han adelantado 30 años a las predicciones de computadoras y no hay alguna otra explicación más que el calentamiento global y este hermoso hielo es el responsable de la reflexión del 80% de la radiación solar (se acaban nuestro espejo).

Incluso ahora, sólo dos décadas después que el publico escucho hablar por primera vez acerca del calentamiento global, estamos claramente al límite de un punto de inflexión tras otro.

TIEMPO QUE LE TOMO AL MUNDO CONSUMIR EL PRIMER BILLON DE BARRILES DE PETRÓLEO; 140 AÑOS, TIEMPO QUE LE TOMARA CONSUMIR EL SIGUIENTE BILLÓN; 30 AÑOS.

2 ENERGIA SOLAR

2.1 El sol.

El sol es una estrella que está formada principalmente de hidrógeno (80%) y helio (18%).

Su masa es de alrededor de 20,000 trillones de kilogramos (1.987×10^{30} kg). La reacción principal que ocurre es la fusión de una par de átomos de hidrógeno para formar un átomo de helio, el cual es liberado y es así como surge la energía en forma de radiación.

2.1.1 La Radiación Solar.

La emisión de luz y calor se produce por la radiación. Este fenómeno consiste en despedir cualquier tipo de energía en forma de ondas electromagnéticas. Estas ondas electromagnéticas son conocidas comúnmente como rayos solares. Alguna vez podemos oír que los rayos solares son una especie de lluvia de fotones.

La naturaleza de las ondas radiactivas es siempre la misma, sólo varía su longitud de onda. Aproximadamente la mitad de la radiación solar es visible al ojo humano.

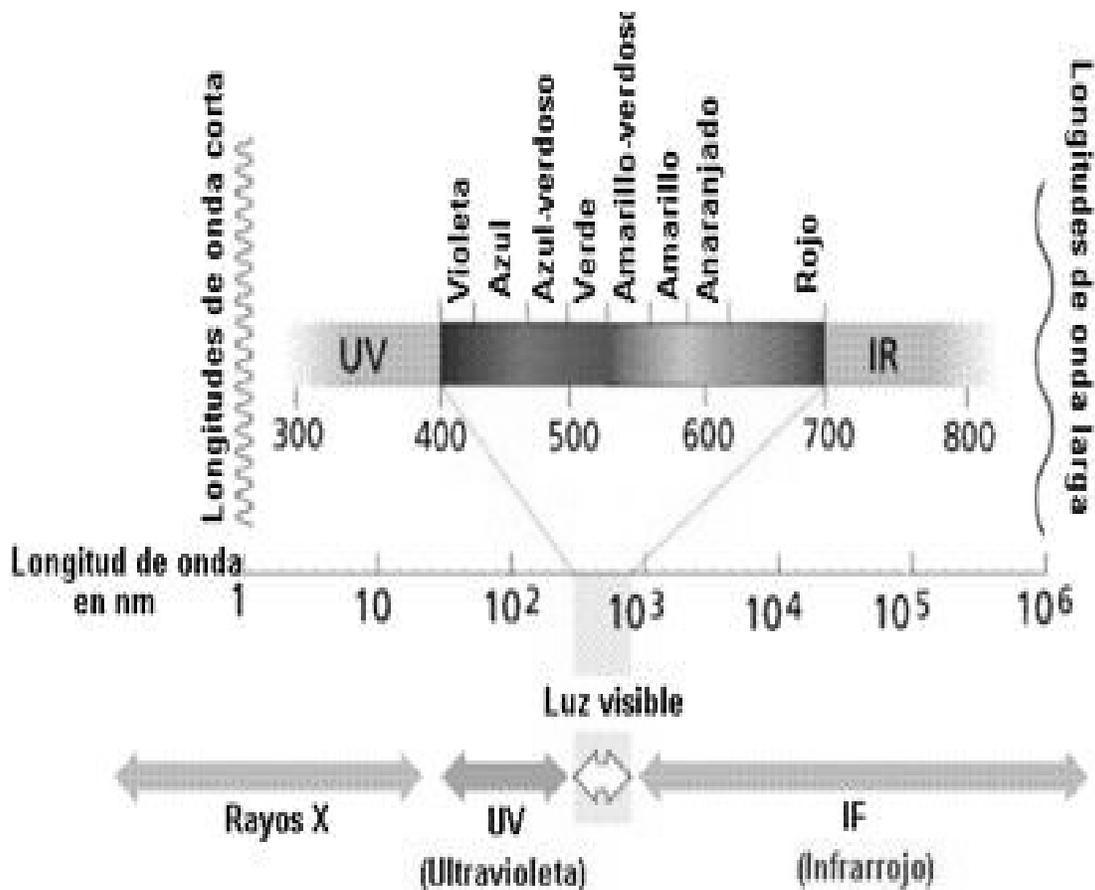


FIG. 6.1 Espectro electromagnético de la luz

2.1.1.1. La constante solar.

La radiación emitida por el sol, junto con sus condiciones geométricas respecto de la tierra, dan por resultado que, sobre la atmosfera terrestre, incide una cantidad de radiación solar casi constante. Esto ha dado lugar a la definición llamada **constante solar**.

La constante solar, G_{sc} , es el flujo de energía proveniente del sol, que incide sobre una superficie perpendicular a la dirección de propagación de la radiación sola, ubicada a la distancia media de la tierra al sol, fuera de toda atmósfera.

El valor comúnmente aceptado para, G_{sc} ha variado en los últimos años, según las técnicas de medición que se han empleado podemos tomar el valor de:

$$G_{sc} = 1353 \text{ W/m}^2 \quad (2.1)$$

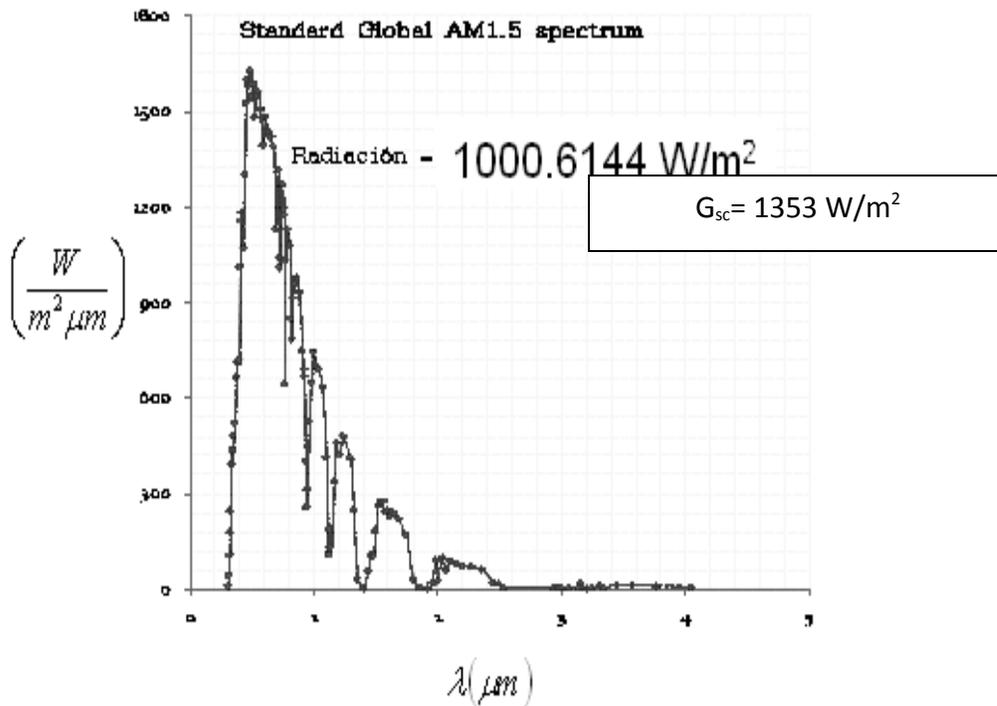


Fig. 2.2 Espectro de Radiación Global AM 1.5 (masa de aire 1.5).

2.1.1.2. La radiación extraterrestre

Como hemos expuesto la radiación extraterrestre que incide sobre la Tierra está sujeta a las variaciones geométricas y las condiciones físicas del propio sol. Por otro lado, la órbita que describe la tierra alrededor del sol no es circular, sino cuasi-elíptica. La pequeña excentricidad de la órbita hace que, alrededor del 4 de enero, cuando la tierra se encuentra en el perhelio (mínima distancia al Sol), la radiación solar extraterrestre sea máxima, por otro lado, alrededor del 1 de julio, seis meses después, la Tierra se encuentra en el afelio (máxima distancia al sol) y entonces la radiación solar extraterrestre es mínima.

La ecuación que describe el flujo de energía sobre un plano normal a la radiación solar extraterrestre, a lo largo del año es:

$$G_{on} = G_{sc} \left[1 + 0.033 \cos \frac{360n}{365} \right] \quad (2.2)$$

En donde G_{on} es el flujo de radiación extraterrestre, medida en un plano normal a la radiación, y n es el número de día del año. En la siguiente tabla contiene los datos para calcular n:

MES	“n” para el i-ésimo día del mes
Enero	i
Febrero	31+i
Marzo	59+i
Abril	90+i
Mayo	120+i
Junio	151+i
Julio	181+i
Agosto	212+i
Septiembre	243+i
Octubre	273+i
Noviembre	304+i
Diciembre	334+i

Tabla 6.1 Para el cálculo del día del año según su mes.

Se conoce como radiación directa, la que se recibe directamente del sol, sin sufrir ninguna dispersión atmosférica. La radiación extraterrestre es, por tanto, radiación directa. Generalmente se usa el subíndice “b” para indicar la radiación directa, por el término que se utiliza en inglés: beam (haz, rayo).

La radiación difusa es la que recibe del sol, después de ser desviada por dispersión atmosférica. Es radiación difusa la que se recibe a través de las nubes, así como la que proviene del cielo azul. De no haber radiación difusa, el cielo se

vería negro, aun de día, como sucede por ejemplo en la luna. Suele utilizarse el subíndice “d” para la radiación difusa.

Por otro lado se conoce como radiación terrestre la que proviene de objetos terrestres, por ejemplo, la que refleja una pared blanca, un charco o un lago.

Se conoce como radiación total la suma de las radiaciones directa, difusa y terrestre que se reciben sobre una superficie.

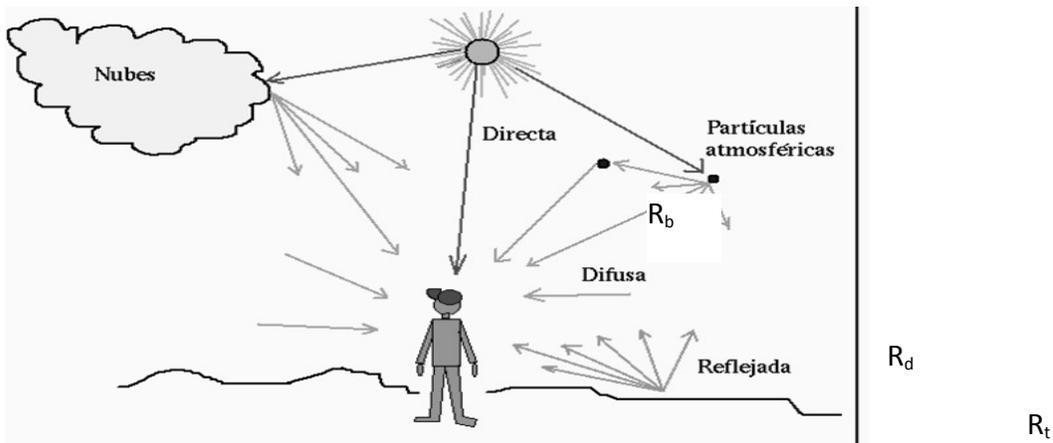


FIG. 6.3 Tipos de radiación solar

Para expresar la “potencia” solar y en general de cualquier radiación se utiliza el término “irradiancia”. La irradiancia, Wm^{-2} , es la rapidez de incidencia de energía radiante sobre una superficie, por unidad de área. Generalmente se usa el símbolo G para la irradiancia, junto con los subíndices adecuados.

2.2 Ángulos Solares

Para poder aprovechar la energía solar en su máxima capacidad es importante conocer cómo se desplaza el sol en el firmamento y como es recibida esta energía en un punto específico en la tierra. Es necesario nos adentremos con suficiente claridad y amplitud en el campo de la astronomía.

2.2.1 La bóveda Celeste

Todo lo que hay en el cielo se mueve. El sol, la luna, los planetas y también las estrellas se están moviendo en sus respectivas órbitas. La bóveda celeste la podemos definir como una esfera que rodea al observador situado en el centro y en ella se encuentran aparentemente todos los astros que se pueden observar.

El cenit (Z) es el punto situado en la recta sobre la cabeza del observador y el nadir (Na) es el punto situado en el lado opuesto, bajo los pies del mismo.

2.2.2 Coordenadas horizontales.

El eje que va del cenit al nadir corta ecuatorialmente al plano del horizonte, el cual se toma como referencia para estas coordenadas. Hay otros planos que pasan por el cenit y el nadir que son los colaros y que cortan a la bóveda como círculos máximos, estos planos pasan por la posición central en que se encuentra el observador.

El eje que atraviesa la esfera en dos puntos denominados polo norte (P.N.) y polo sur (P.S.) y en el cual se supone gira diariamente la bóveda, se encuentra contenido en el meridiano.

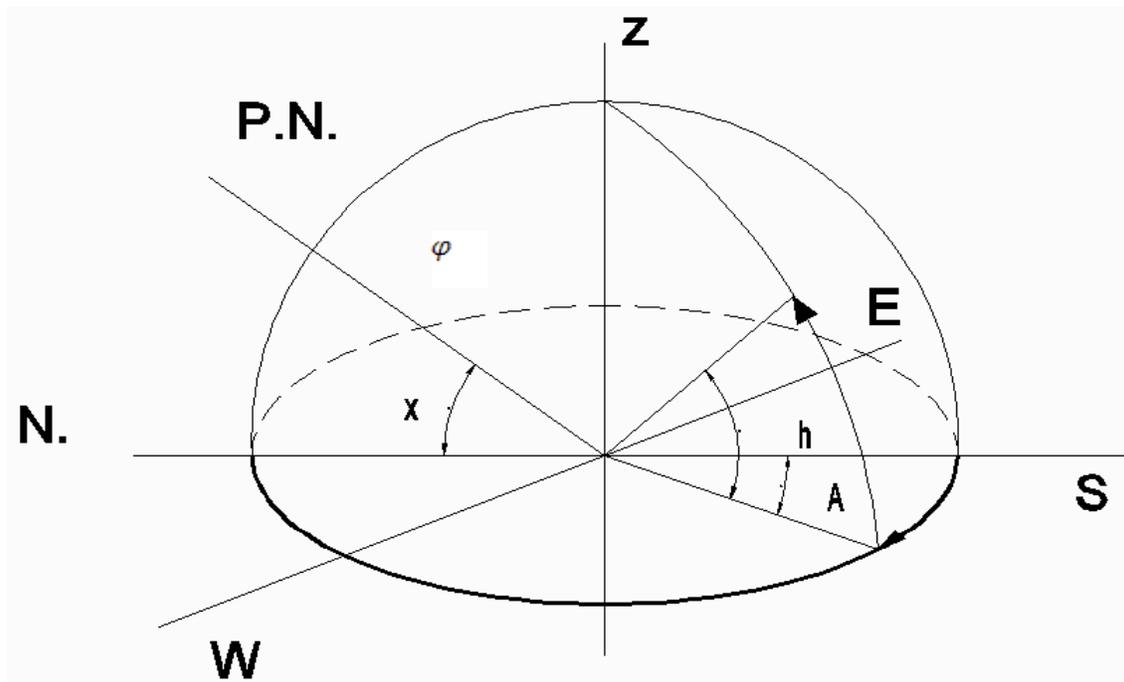


Fig. 2.4 Ángulos Solares.

Ahora de acuerdo con la geometría bastan dos ángulos, si consideramos el radio de la esfera celeste como la unidad, para tener las coordenadas que definen cualquier punto de la bóveda. El azimut (A) es el ángulo medido en el plano del horizonte a partir del meridiano sur (S) hacia el este (E) y terminando en el punto norte (N) del mismo, des 0 hasta +180°, comenzado en el sur y dirigiéndose al norte por el

oeste (W). La altura (h) es el ángulo trazado elevándose desde el horizonte, (0°, hasta el cenit, +90°) Por debajo del horizonte se consideran alturas negativas.

2.2.3 Coordenadas Respecto al Ecuador

La **latitud** (l) queda definida mediante el ángulo que determina el lugar de interés sobre la tierra, con respecto al plano del ecuador. Este ángulo es positivo cuando se mide hacia el norte del ecuador y negativo cuando lo es hacia el sur de este.

La **declinación** (δ) define la posición angular del sol al mediodía solar, es decir, en el que el sol está más alto en el firmamento con respecto al plano del ecuador. Este parámetro que depende del día del año, puede calcularse con la expresión

$$\delta = 23.45 \operatorname{sen} \left(360 \left(\frac{284 + n}{365} \right) \right) \quad (2.3)$$

Donde n es el día del año se puede calcular con la tabla 2.1

Por otra parte, el **ángulo horario** (ω) es igual a cero al mediodía solar y adquiere un valor de 15° de longitud por cada hora, siendo positivo en las mañanas y negativos por las tardes.

Para determinar las coordenadas universales es preciso tomar como origen un punto que este fijo en el ecuador y que gire con la bóveda celeste, ya que el ángulo horario varía continuamente mientras que la declinación se mantiene constante. Este punto es llamado punto vernal o punto Aries (γ). El ángulo medido a partir de (γ) se llama ascensión recta (α) y va desde 0° hasta 360° o también de 0 a 24 horas, siendo positivo si se mide en sentido contrario a la manecillas del reloj.

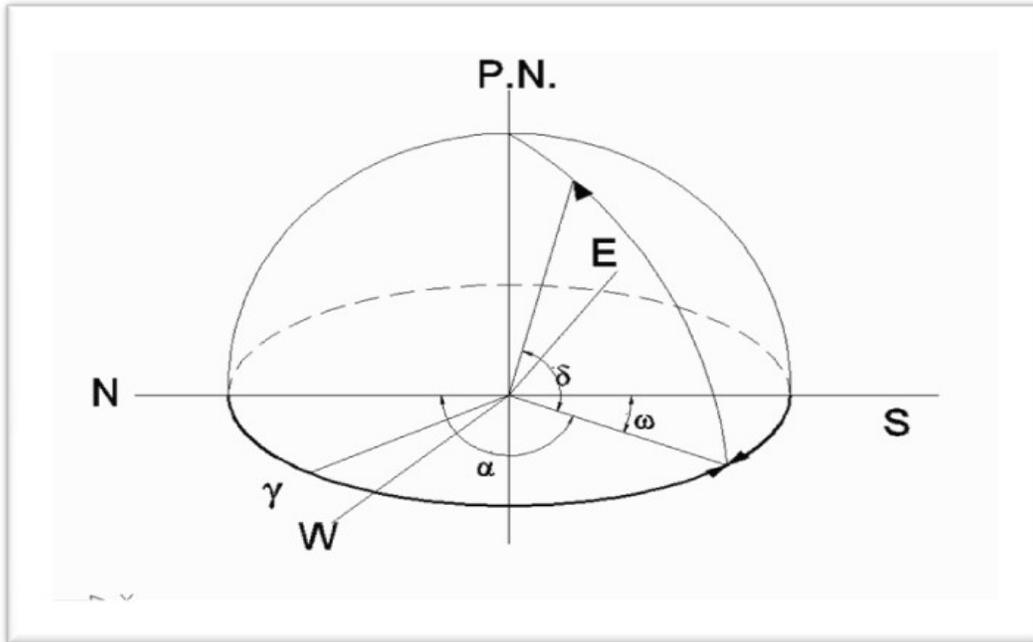


Fig. 2.5 Ángulos Complementarios.

Un nuevo sidéreo, dividido en 24 horas comienza cada vez que el punto Aries, considerado fijo, pasa por el meridiano. Tenemos que el tiempo sidéreo local viene dado por la formula:

$$TSL = \alpha\# + \omega\# \quad (2.4)$$

Donde # puede significar cualquier astro o cualquier punto de la bóveda.

Por lo tanto la formulas es válida también para el punto vernal.

$$TSL = \alpha_\gamma + \omega_\gamma = \omega_\gamma \quad (2.5)$$

Ya que la ascensión recta del punto vernal es cero, por definición. Así que es lógico definir el tiempo sidéreo local como el ángulo horario del punto vernal. Pero por otra parte todos los puntos del meridiano tienen ángulo horario nulo, así que para ellos ese tiempo será:

$$TSL = \alpha_m \quad (2.6)$$

Y por lo mismo queda definido también como la ascensión recta del meridiano del lugar.

2.2.4 Relación de coordenadas

Relacionamos los aspectos anteriores con las siguientes formulas:

$$\text{Sen } h = \text{sen } \delta \text{ sen } \varphi + \cos \delta \cos \varphi \cos \omega \quad (2.7)$$

$$\cos A = \frac{-\text{sen } \delta + \text{sen } \varphi \text{ sen } h}{\cos \varphi \cos h} \quad (2.8)$$

Estas nos permiten pasar de ecuaciones respecto al ecuador a ecuaciones horizontales, en ellas (φ) es la latitud del lugar, y también la altura del P.N. sobre el horizonte.

Y en el caso inverso de horizontales a ecuatoriales son:

$$\text{Sen } \delta = \text{sen } h \text{ sen } \varphi - \cos h \cos \varphi \cos A \quad (2.9)$$

$$\cos \omega = \frac{\text{sen } h - \text{sen } \varphi \text{ sen } \delta}{\cos \varphi \cos h} \quad (2.10)$$

Y también

$$\text{tg } \omega = \frac{\text{sen } A}{\text{sen } \varphi \cos A + \cos \varphi \text{ tg } h} \quad (2.11)$$

La relación entre el ángulo horario y ascensión recta la conocemos de la definición de tiempo sidéreo local:

$$\alpha = TSL - \omega \quad (2.12)$$

Cabe apuntar que el tiempo solar difiere del tiempo oficial que indica un reloj exacto. Ambos están relacionados entre sí por la expresión

$$\text{Tiempo solar} = \text{Tiempo oficial} + E + 4(l_{ref} + l_{loc}) \quad (2.13)$$

Donde E en la ecuación anterior en minutos, l_{ref} es la longitud del meridiano de referencia horaria oficial para la zona en cuestión. Y l_{loc} es la longitud del meridiano del lugar, en grados oeste.



Fig. 2.6 Ecuación del Tiempo.

2.2.5 Latitud y Longitud

La latitud se mide hacia el norte o hacia el sur a partir del ecuador y la longitud se mide hacia el este o el oeste de Greenwich.

Un sistema de líneas similar al anterior nos define en el cielo el sistema de coordenadas celestes, como mencionamos anteriormente; Sin embargo, en lugar de latitud hablamos de declinación de una estrella y en lugar de longitud decimos ascensión recta, que simbolizamos con (δ) y (α) respectivamente.

Para cálculos de radiación solar los ángulos solares se pueden agrupar en ángulos solares básicos y ángulos solares derivados

2.2.6 Ángulos básicos

Podemos definir los ángulos básicos tierra sol de acuerdo al sistema de coordenadas ecuatoriales, para conocer la posición en cualquier instante de un punto P sobre la superficie de la tierra con respecto a los rayos del sol. Estos ángulos fundamentales son la latitud ϕ , el ángulo horario ω del punto y la declinación del sol δ .

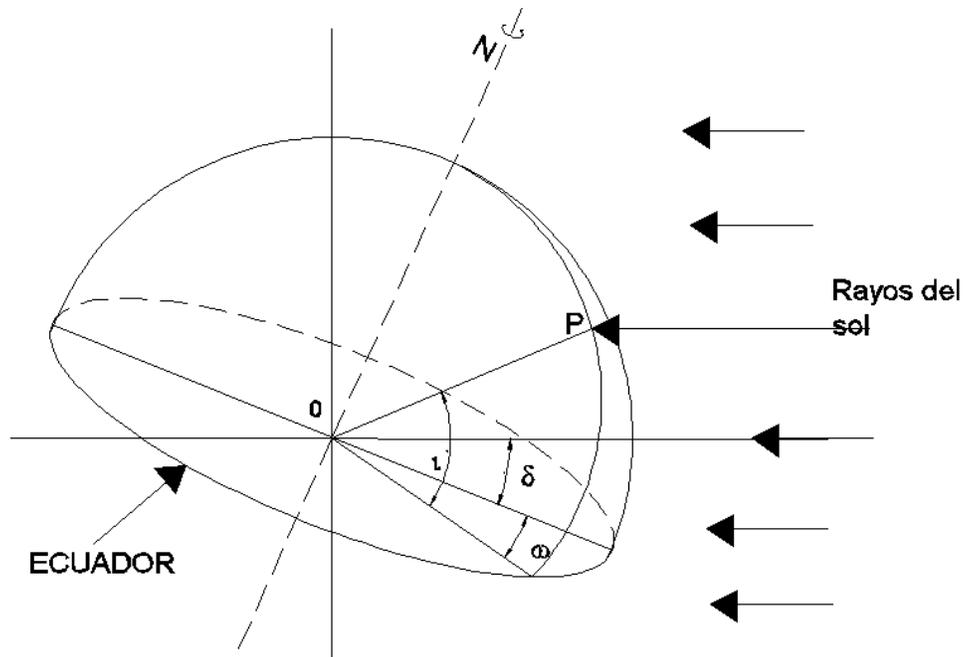


Fig. 2.7 Ángulos solares Básicos

El ángulo horario es el ángulo medido sobre el plano ecuatorial de la tierra la proyección (OP) y la proyección de la línea que une el centro del sol con el centro da la Tierra. El mediodía sola, el ángulo horario es cero. El ángulo horario expresa el tiempo del día con respecto al medio día solar. La declinación solar (δ) es la distancia sola angular de los rayos del sol (norte-Sur) al ecuador. El ángulo entre una línea trazada desde el centro del sol al centro de la tierra y la proyección de esta línea sobre el plano ecuatorial de la tierra

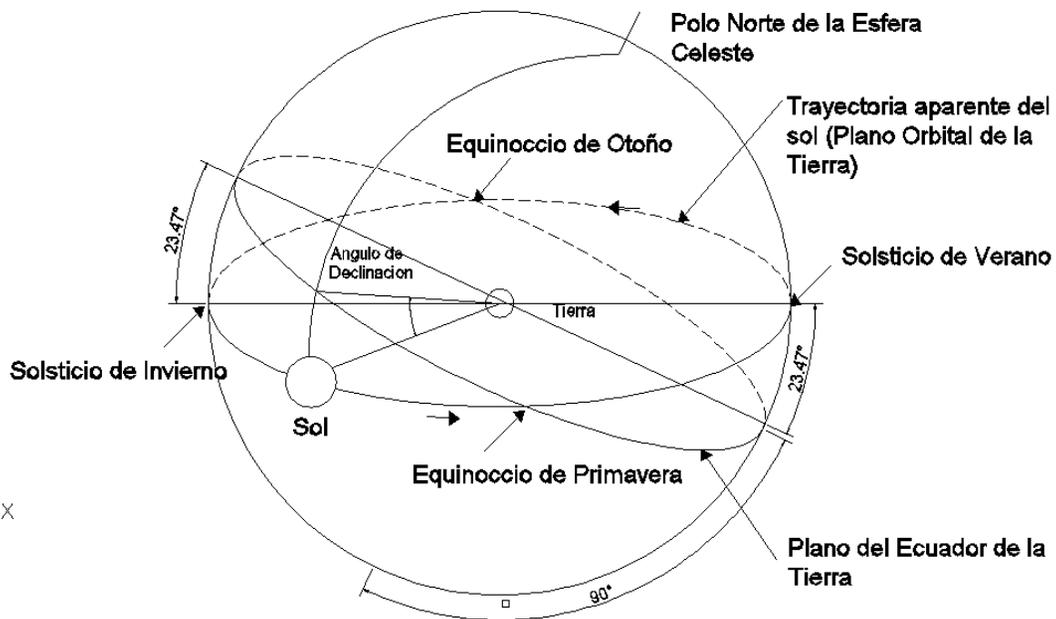


Fig. 2.8 Posición Tierra-Sol

2.2.7 Ángulos Derivados

Ángulos del Cenit (ψ), el ángulo de altitud (β) y el ángulo azimut γ . Para una superficie de orientación particular, se puede definir el ángulo de incidencia (θ) el ángulo de Azimut sol-Pared (τ). Todos ellos pueden ser expresados en función de los tres ángulos básicos.

El ángulo cenit ψ es el ángulo entre los rayos solares y una línea perpendicular al plano horizontal P.

El ángulo de altitud β es el ángulo en un plano vertical entre los rayos solares y la proyección de los rayos solares sobre el plano horizontal. Se deduce que:

$$\beta + \psi = \frac{\pi}{2} \quad (2.14)$$

El ángulo de azimut γ es el ángulo en el plano horizontal medio entre el sur y la proyección horizontal de los rayos del sol. Así entonces:

$$\cos \psi = \cos \alpha \cos H \cos \delta + \text{sen } \alpha \text{ sen } \delta \quad (2.15)$$

El ángulo azimut lo podemos obtener de acuerdo con:

$$\cos \gamma = \sec \beta (\cos \alpha \text{ sen } \delta - \cos \delta \text{ sen } \alpha \cos H) \quad (2.16)$$

O bien

$$\text{sen } \gamma = \sec \beta \cos \delta \text{ sen } H \quad (2.17)$$

También deducimos

$$\beta_{\text{mediodia}} = \frac{\pi}{2} - |(\alpha - \delta)| \quad (2.18)$$

Donde $|(\alpha - \delta)|$ es el valor absoluto de $(\alpha - \delta)$. Esta ecuación permite determinar rápidamente la máxima altitud diaria del sol en lugar dado.

El azimut sol-pared τ es el ángulo medido en un plano horizontal entre la normal a la superficie vertical y la proyección horizontal de los rayos del sol, o sea, τ está asociado con una posición definida de la pared vertical y puede ser determinado a partir del azimut del sol.

Para una superficie inclinada un ángulo q con respecto a un plato horizontal, con un ángulo azimut sol-pared τ . En estas condiciones como lo muestra la siguiente

figura, el ángulo de incidencia θ de la radiación directa queda definido como el ángulo entre la normal a la superficie y el haz de radiación. La relación entre θ y los otros ángulos está dada por la expresión:

$$\cos \theta = \sin \delta \sin \alpha \cos q - \sin \delta \cos \alpha \sin q \cos \tau + \cos \delta \cos \alpha \cos q \cos H + \cos \delta \sin \alpha \sin q \cos \tau \cos H + \cos \delta \sin q \sin \tau \sin H$$

(2.19)

Así para una superficie vertical orientada hacia el sur: $q=90^\circ$ y $\tau = 0^\circ$

$$\cos \theta = -\sin \delta \cos \alpha + \cos \delta \sin \alpha \cos H$$

(2.20)

Si la superficie es horizontal el ángulo de incidencia es igual al ángulo de cenit.

2.3 Instrumentos para la medición de la radiación solar

Los parámetros de la radiación solar se cuantifican mediante un conjunto de instrumentos destinados a diferentes situaciones. Algunos de ellos son los indicados a continuación.

Piranómetro: Instrumento que mide flujo solar global correspondiente a los rayos directos y a los dispersos que reciben en todas direcciones. No requiere incorporación de mecanismos de seguimiento solar.

Piroheliómetro: Instrumento que mide el flujo solar directo, aunque para ello tiene que estar situado sobre un sistema de seguimiento solar. Una de sus caras debe estar a la normal de los rayos solares.

Heliógrafo: Instrumento que mide la radiación solar durante el tiempo transcurrido entre la salida y la puesta del sol, pero a partir de un umbral determinado expresado en W/m^2 .

Albedómetro: Instrumento destinado a la medida de la radiación difusa, para lo que incorpora una pantalla que oculta la radiación solar directa.

Medidor de irradiación: Instrumento destinado a medir la irradiación representativa de la densidad de potencia que incide sobre una superficie, con expresión en W/m^2 .

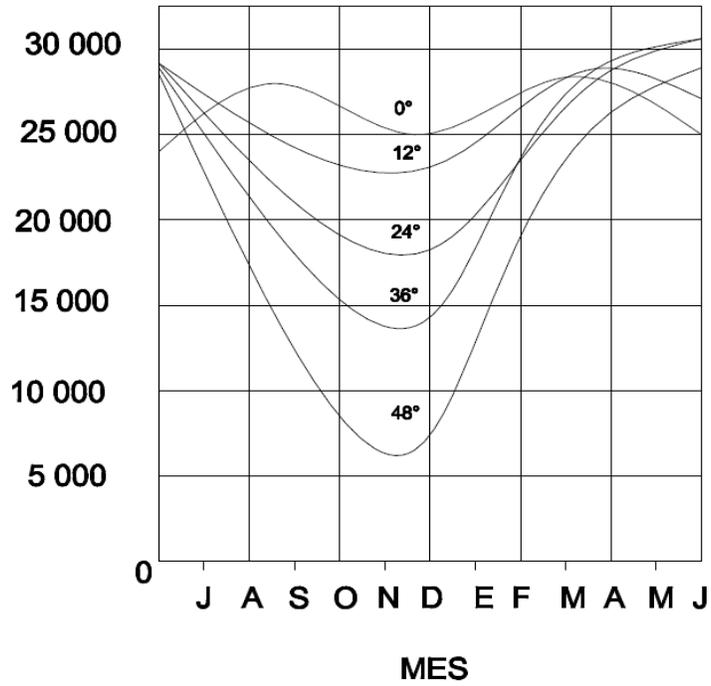


Figura 2.9 Radiación promedio sobre una superficie horizontal en condiciones de cielo despejado para diferente latitud.

3 ASPECTOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

3.1 Principio de conducción y convección

El fenómeno de la transferencia de calor por conducción es un proceso de propagación de energía en un medio sólido, líquido y gaseoso, mediante comunicación molecular directa entre cuerpos a distintas temperaturas. En el caso de líquidos y gases esta transferencia es importante, de aquí que la transferencia de calor por conducción es de particular importancia en sólidos sujetos a una diferencia de temperaturas.

Al existir el gradiente de temperatura dentro del medio de la segunda ley de la termodinámica establece que la transferencia de calor se lleva a cabo desde la región de mayor temperatura hacia la de menor temperatura.

En estas circunstancias se dice que el flujo de calor es proporcional al gradiente de temperatura. Es decir,

$$q'' = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad (3.1)$$

Donde q se denota como el flujo de calor por unidad de área, o densidad de flujo térmico en la dirección x y k es la conductividad térmica del material. Las unidades de la ecuación 3.1 son $W/m^2 K$. El signo negativo de la ecuación anterior es introducido a fin de la segunda ley de la termodinámica sea satisfecha, es decir que el calor debe fluir de mayor a menor temperatura. Esta ecuación se conoce como **ecuación de Fourier de la conducción de calor**.

Mediante la ecuación de Fourier se puede determinar la transferencia de calor por conducción en un sistema, siempre y cuando la conductividad térmica y el gradiente de temperatura sean conocidos.

Por otra parte el fenómeno de transferencia de calor por convección es un proceso de transporte de energía que se lleva a cabo como consecuencia del movimiento de un fluido y está íntimamente relacionado con este. Considérese como vía de explicación una placa cuya superficie se mantiene a T_s , como se muestra en la figura 12 la cual disipa el calor hacia el fluido cuya temperatura es T_∞ .

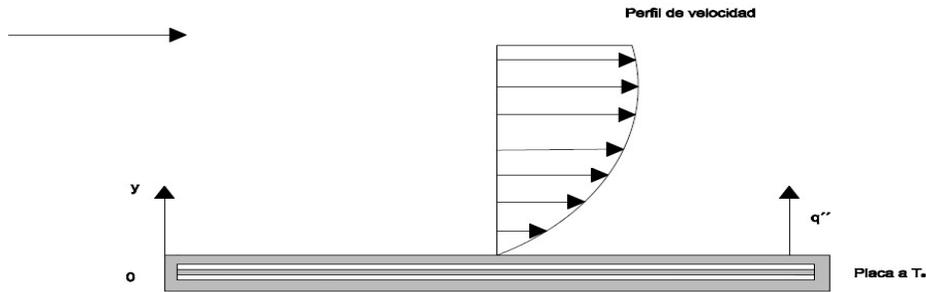


Figura 3.1 Transferencia de calor por convección

La experiencia indica que el sistema disipa más calor cuando se le hace pasar aire proveniente de un ventilador, que cuando se encuentra expuesto al aire ambiente simplemente, de lo cual se deduce que la velocidad de flujo tiene un efecto importante sobre transferencia de calor en la superficie. De manera análoga, la experiencia indica que el flujo de calor es diferente si la placa se enfría en agua o aceite en vez de aire. De aquí que las propiedades del fluido tengan también un efecto importante sobre la transferencia de calor.

Puesto que la velocidad relativa del flujo con respecto a la placa es, en general es idénticamente igual a cero en la interface solido-fluido ($y=0$), el calor se transfiere por conducción solamente en este plano del fluido, pero es conveniente calcular el flujo disipado por el sistema en termino de la diferencia total de temperaturas entre la superficie de aquel y el fluido. Es decir:

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (3.2)$$

Donde h es coeficiente de transferencia de calor, a esta ecuación se le conoce como **la ley de Newton del enfriamiento**.

3.2 Radiación

Dada la naturaleza de los fenómenos de trasmisión, reflexión, absorción y emisión de energía que se llevan a cabo en un colector de energía solar, el mecanismo de transferencia de calor por radiación requiere de un análisis preciso que coadyuve a la comprensión clara de los fenómenos físicos que ocurren en la naturaleza.

A diferencia de la conducción o convección, el calor se puede propagar incluso en el vacío, aun cuando no se conoce a ciencia cierta si la radiación viaja en ondas electromagnéticas o por fotones, si se sabe sin embargo que la radiación viaja en el vacío a la velocidad de la luz.

3.3 El cuerpo negro

Un cuerpo negro es el que absorbe y emite a cualquier temperatura en cualquier longitud de onda máxima cantidad posible de radiación. Es decir, el cuerpo negro es un estándar con el que pueden compararse las características de radiación de otros cuerpos. Puesto que un cuerpo negro es un absorbedor perfecto por definición, toda la radiación que incida sobre este es absorbida sin importar la longitud de onda. En consecuencia, ninguna fracción de esta radiación es reflejada a través del cuerpo negro. Es precisamente esta ausencia de reflexión la que da origen a su denominación de “**cuerpo negro**”.

La potencia emisiva espectral o monocromática que emite un cuerpo negro puede evaluarse mediante la ley de Planck. Para el vacío, en el que el índice de refracción es igual a 1, la ley de Planck toma la forma,

$$e_{b\lambda}(T) = \frac{c_1}{\lambda^5 (e^{c_2/\lambda T} - 1)} \quad (3.3)$$

Donde

$e_{b\lambda}(T)$ =Potencia emisiva monocromática de un cuerpo negro a una temperatura y a una longitud de ondas dadas, $W/m^2 \cdot \mu m$

λ = longitud de onda, μm

T = temperatura absoluta del cuerpo negro, K

$C_1 = 3.7405 \times 10^{-16} \text{ W} \cdot \text{m}^2$

$C_2 = 0.0143879 \text{ Km}$

La figura 3.2 muestra la variación de la potencia emisiva monocromática de un cuerpo negro a distintas temperaturas.

La potencia emisiva total de un cuerpo negro a lo largo de todo el espectro de longitudes de onda puede calcularse integrando **la ley de Planck**. Es decir,

$$e_p(T) = \sigma T^4 \quad (3.4)$$

Donde σ es la constante de Stefan-Boltzman y numéricamente es igual a $5.6697 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$. La ecuación 36 se conoce como la **ley de Stefan-Boltzman**

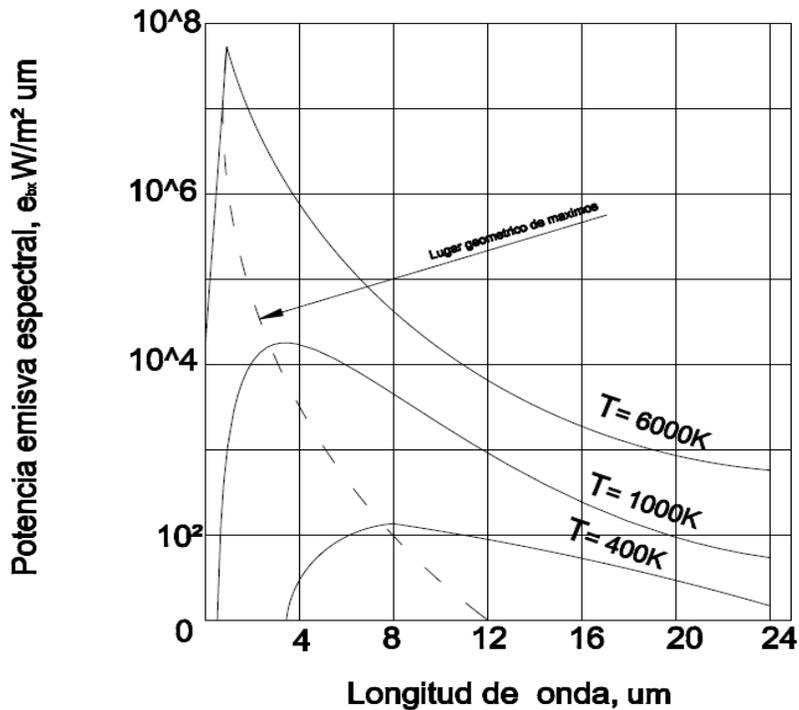


Fig. 3.2 Potencia emisiva monocromática de un cuerpo negro a distintas temperaturas.

En algunas circunstancias se hace necesario calcular la energía emitida por un cuerpo negro en una banda específica de longitudes de onda. En estos casos la ecuación 3.4 puede integrarse en un intervalo de $\lambda=0$ a λ . Esto es, que a partir de la ley de Planck puede determinarse la longitud de onda que ocurre la máxima potencia emisiva monocromática de un cuerpo negro. Diferenciando la ecuación 3.4 con respecto a la longitud de onda e igualando a cero se obtiene que

$$\lambda_{\text{max}} T = 2897.8 \mu \text{ m K}$$

Esta relación se conoce como la **ley de desplazamiento de Wien**.

3.4 Transferencia de calor en superficies extendidas

La frase superficie extendida se usa normalmente con referencia a un sólido que experimenta transferencia de energía por conducción dentro sus límites, así como transferencia de energía por convección (y /o radiación) entre sus límites y sus alrededores.

Aunque hay muchas situaciones diferentes que implican efectos combinados de conducción y convección, la aplicación más reciente es aquella en la que se usa una superficie extendida de manera específica para aumentar la rapidez de transferencia de calor entre un sólido y fluido contiguo. Esta superficie extendida se denomina aleta.

La transferencia de calor se incrementa aumentando el área de la superficie a través de la cual ocurre la convección. Esto se logra con el empleo de aletas que se extienden desde la pared al fluido circundante.

Una aleta recta es cualquier superficie prolongada que se une a una pared plana. Una aleta anular es aquella que se une de forma circunferencial a un cilindro y si sección transversal varia con el radio desde la línea central del cilindro.

3.4.1 Análisis de la conducción general.

Para determinar la transferencia de calor asociada con una aleta, debemos primero obtener la distribución de temperaturas a lo largo de la aleta, comenzamos por llevar a cabo un balance de energía sobre un elemento diferencial apropiado. El análisis se simplifica si se hacen ciertas suposiciones. Elegimos suponer condiciones unidimensionales en la dirección longitudinal (x), aunque la conducción dentro de la aleta es en realidad bidimensional. La rapidez a la que se desarrolla la convección de energía hacia el fluido desde cualquier superficie de la aleta, debe balancearse con la rapidez que la energía alcanza ese punto debido a la conducción en la dirección transversal (y,z). Sin embargo, en la práctica la aleta es delgada y los cambios de temperatura en la dirección longitudinal son mucho más grandes que los de la dirección transversal. Por lo tanto podemos suponer conducción unidimensional en la dirección x.

De lo anterior podemos deducir

$$q_x = q_{x+dx} + dq_{conv} \quad (3.5)$$

De ley de Fourier sabemos que

$$q_x = -kA_c \frac{dT}{dx} \quad (3.6)$$

Donde A_c es el área de la sección transversal, que varía con x

La transferencia de calor se expresa como

$$dq_{conv} = h dA_s (T - T_\infty) \quad (3.7)$$

Donde dA_s es el área superficial del elemento diferencial.

3.4.2 Desempeño de una aleta.

Recuerde que las aletas se utilizan para aumentar la transferencia de calor de una fuente porque acrecientan el área efectiva de superficie. Para conocer si realmente ocurrirá se obtiene evaluando la efectividad de la aleta ϵ_f . Esta efectividad se define como la razón de la transferencia de calor de la aleta a la transferencia de calor que existiría. Por lo tanto,

$$\epsilon_f = \frac{q_f}{h A_{c,b} \theta_b} \quad (3.8)$$

Donde $A_{a,b}$ es el área de la sección transversal en la base de la aleta. En cualquier diseño racional, el valor de ϵ_f debe ser tan grande como sea posible y, en general, el uso de las aletas raramente se justifica a menos que $\epsilon_f \geq 2$.

Obviamente, la efectividad de la aleta aumenta por la elección de un material de alta conductividad térmica. Aleaciones de aluminio y cobre vienen a la mente. Sin embargo, aunque el cobre es superior desde el punto de vista de la conductividad térmica, las aleaciones de aluminio son la elección más común debido a los beneficios adicionales relacionados con un costo y un peso más bajo. La efectividad de la aleta también se intensifica al aumentar la razón del perímetro del área de la sección transversal. Por esta razón se prefiere el uso de aletas delgadas, pero poco espaciadas.

La efectividad de la aleta se interpreta como una razón de resistencias térmicas y, para aumentar ϵ_f , es necesario reducir la resistencia de conducción/ convección de la aleta. Si la aleta es para aumentar la transferencia de calor, su resistencia no debe exceder la de la base expuesta.

4 COLECTORES FOCALES

Para nuestro diseño necesitamos una temperatura mayor a los 150° C para el funcionamiento del motor Stirling el cual trabaja con diferencia de temperaturas entre mayor se está, mayor la eficiencia ideal, esta temperatura la tomaremos gratis, del Sol.

Por medio de los colectores recogeremos la energía. La gran mayoría de los concentradores solares emplean sistemas reflectores, para alcanzar una gran concentración. La radiación solar, reflectividad del espejo, junto con otras imperfecciones, limitan la temperatura alcanzada por los colectores solares.

El concentrador parabólico o colector focal cuenta con un arreglo de espejos en forma de cilindro parabólico. En el foco pondremos la zona caliente de nuestro cilindro. Dependiendo de la longitud de exposición, el área de captación solar y la irradiancia, dicho fluido puede calentarse por encima del punto de ebullición del agua, llegando alrededor de 300 °C. Una vez caliente, el fluido dentro de nuestro cilindro hará mover los pistones dentro del él y generar un movimiento mecánico.

La mayoría de los sistemas de colectores focales operan solo con los rayos de la radiación solar directa y la radiación solar difusa se pierde.

Los colectores focales puede tener intensas radiaciones en las superficies absorbedoras, que incrementan en relaciones de rango, desde los bajo que van de 1.5 a 2, desde los más altos que están por el orden de 10 000. Incrementando las proporciones se traduce en incremento de temperatura, pero esto también se traduce en incremento de la precisión de los sistemas ópticos, lo cual nos lleva el incremento de costos. Y el costo de la energía entrega por el sistema de colector focal está en función directa de la temperatura obtenible.

Desde el punto de vista ingenieril, los colectores focales presentan algunos problemas adicionales. La mayoría son orientados variando sus niveles, siguiendo la pista al sol haciendo que los rayos de radiación caigan directos a la superficie de absorción.

Para evitar confusión de terminología, llamaremos colector a todo el sistema incluyendo el receptor y el concentrador. El receptor es el elemento del sistema donde la radiación es absorbida y convertida en algún otro tipo de energía. El concentrador o sistema óptico es la parte del colector donde se recibe la radiación directa que va hacia el receptor.

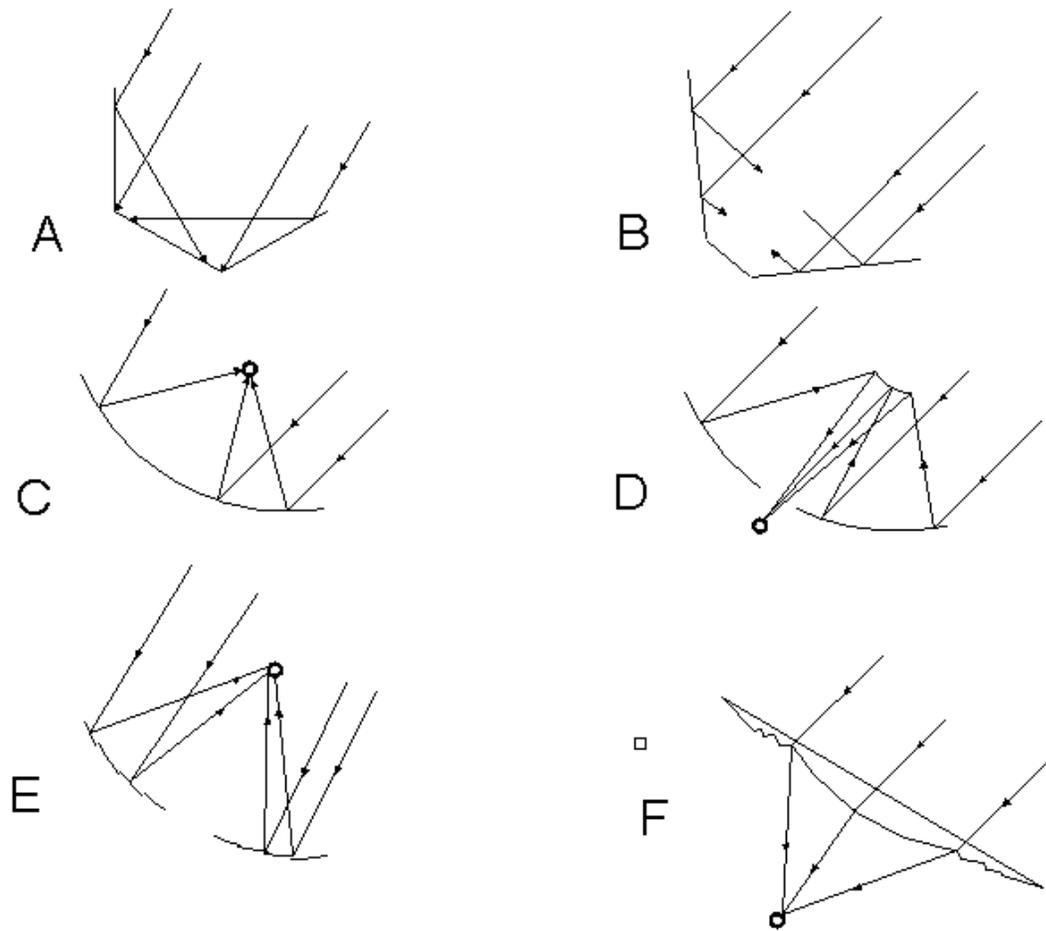


Figura 4.1 Algunas configuraciones de sistemas focales: A) Receptor plano, reflector plano, B) Reflector Cónico, receptor cilíndrico, C) Concentrador Paraboloide, D) Concentrador Paraboloide con reflector secundario, E) Reflector Fresnel, F) Refractor Fresnel.

Orientación del Colector	Factor de Incidencia $\cos \theta_i =$
Fijo y orientado a la normal de los rayos solares a medio día en los equinoccios	$\cos \delta \cos \omega$
Rotación sobre la horizontal, con un solo eje este-oeste, con ajuste permitido hacia la horizontal de los rayos solares, todos los medios días del año.	$\sin^2 \delta + \cos^2 \delta \cos \omega$
Rotación sobre la horizontal en el eje Este-Oeste con ajuste continuo para obtener la máxima energía incidente.	$(1 - \cos^2 \delta \sin^2 \omega)^{\frac{1}{2}}$
Rotación en la horizontal en el eje norte-sur con ajuste continuo para obtener la máxima energía incidente	$\left[(\sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta \cos \omega)^2 + \cos^2 \delta \sin^2 \omega \right]^{\frac{1}{2}}$
Rotación en un eje paralelo a la tierra con ajuste continuo para obtener la máxima energía incidente.	$\cos \delta$
Rotación en dos ejes perpendiculares con ajuste continuo permitiendo a la superficie normal que coincida con los rayos solares directos todo el tiempo.	1

Tabla 4.1 Orientación de los Colector

En la figura 4.2 se muestra los rangos de concentración de los diferentes tipos de sistemas ópticos, a partir de la temperatura.

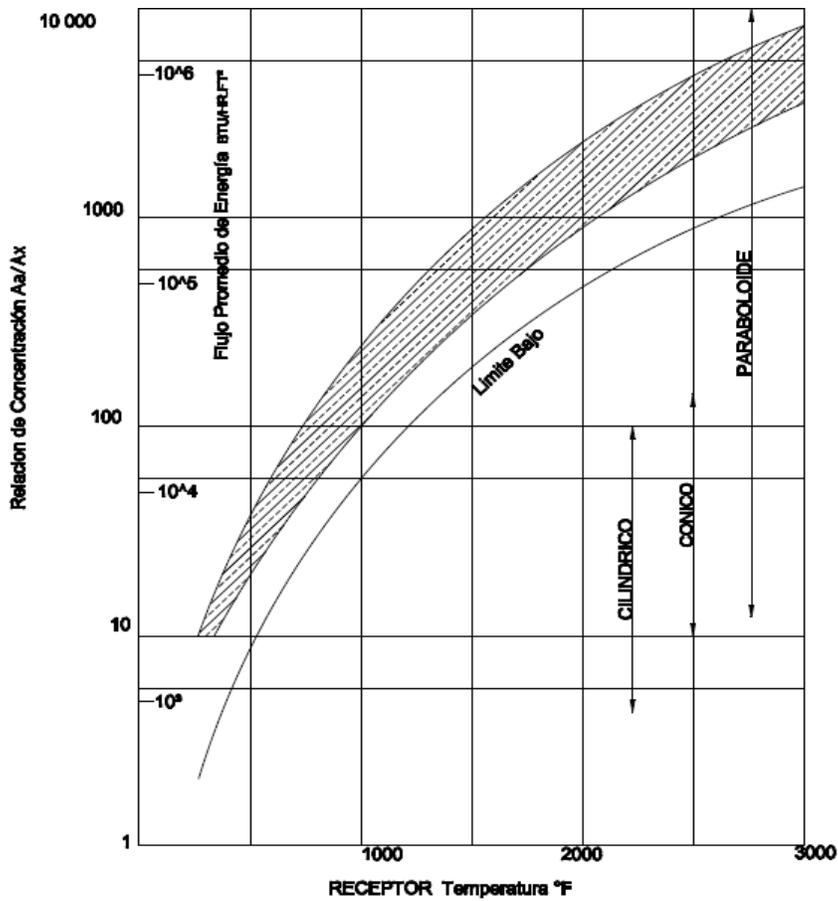


Figura 4.2 Relación entre la proporción de concentración y la temperatura del receptor en operación. La curva de limite bajo representa la relación de concentración en la cual la pérdida térmica podría ser igual a la energía absorbida; la relación superior se podría obtener energía útil. El rango sombreado muestra una eficiencia entre el 40 y el 60%, y representa un buen rango de operación.

4.1 Concentración en un paraboloides de revolución.

Basado también en las interesantes características ópticas de la parábola y mediante la rotación de esta sobre su propio eje se generan los concentradores discos parabólicos. Son sistemas reflectores de los denominados de foco puntual, con seguimiento de dos ejes, el receptor está situado en el foco del paraboloides de revolución.

En aplicaciones térmicas los sistemas formados por un disco parabólico y un motor Stirling son los que han demostrado una mayor eficiencia de conversión de radiación solar en energía eléctrica.

4.2 Determinación de los parámetros del concentrador de tipo paraboloides de Revolución

La imagen solar producida por el concentrador depende de su geometría. La geometría de un paraboloides de revolución permite la concentración en el foco de los rayos solares que son paralelos a su eje y perpendiculares al área de apertura.

La ecuación general del paraboloides de revolución en un sistema de coordenadas xyz es:

$$x^2 + y^2 = 4fz \quad (4.1)$$

Tal ecuación involucra la distancia focal f (distancia medida desde el punto focal al vértice), pero no limita las dimensiones del paraboloides. Una de estas dimensiones es el ángulo de borde ϕ_r que trunca al paraboloides y restringe el diámetro de apertura D_a . Se puede realizar un análisis simplificado en dos dimensiones, en plano xy, tomando como referencia la figura 8.3 y se obtiene las siguientes relaciones.

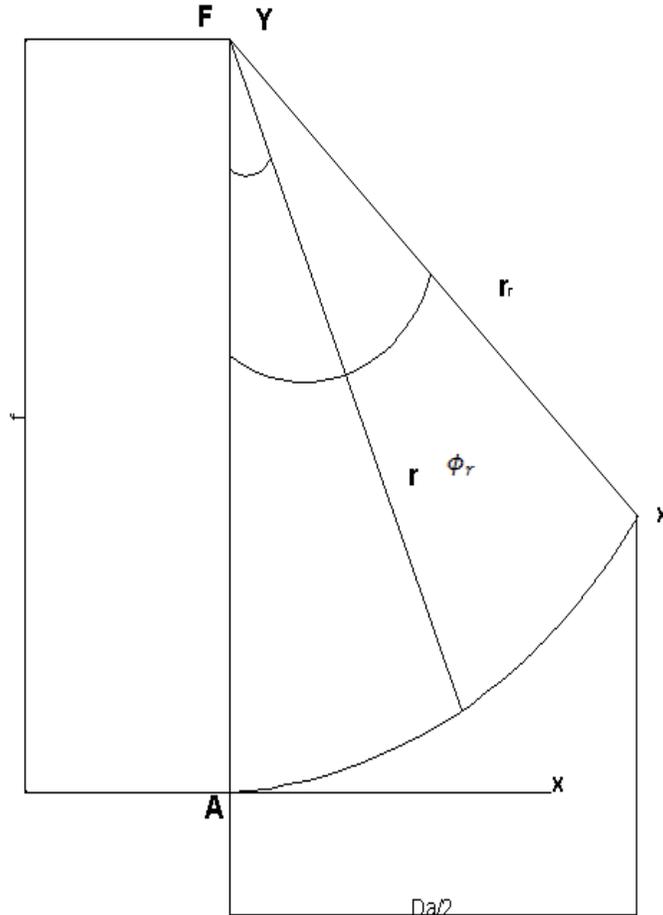


Fig. 4.3 esquema que muestra la limitación en el perfil de la parábola dado por el ángulo de borde ϕ_r .

La expresión que permite determinar la distancia r_r del foco al borde:

$$r_r = \frac{2f}{1 + \cos\phi_r} \quad (4.2)$$

La relación anterior permite determinar de r_r para un cierto ángulo de borde ϕ_r con una distancia focal f determinada. Al retirar el subíndice r de la ecuación 4.2 se puede tener la distancia entre el punto focal y cualquier punto sobre la rama de la parábola o, en su analogía, la distancia entre el punto focal y la superficie del paraboloides de revolución.

La siguiente marca la relación que existe entre el diámetro de apertura, y el ángulo de borde y la distancia focal:

$$f = \frac{D_a}{4 \tan\left(\frac{\phi_r}{2}\right)} \quad (4.3)$$

Por otro lado, se puede determinar una relación por el ángulo de borde en función del diámetro de apertura y el foco.

$$\phi_r = \text{sen}^{-1}\left(\frac{D_a}{2r_r}\right) \quad (4.4)$$

Y por último, la distancia que existe desde el foco a cualquier punto dentro de la superficie del paraboloide se obtiene mediante:

$$r = \frac{2f}{(1 + \cos\phi)} \quad (4.5)$$

Una vez establecidos los parámetros geométricos involucrados en el paraboloide de revolución se puede determinar una relación que permita conocer el nivel de concentración que es posible alcanzar de la radiación solar directa.

Las siguientes son algunas relaciones útiles para el análisis de la razón de concentración en el paraboloide de revolución con receptor plano, así por ejemplo, para el diámetro de apertura D_a se tiene la siguiente relación:

$$D_a = 2r_r \text{sen}\phi_r \quad (4.6)$$

Y para el área de apertura es:

$$A_a = \pi D_a^2 \quad (4.7)$$

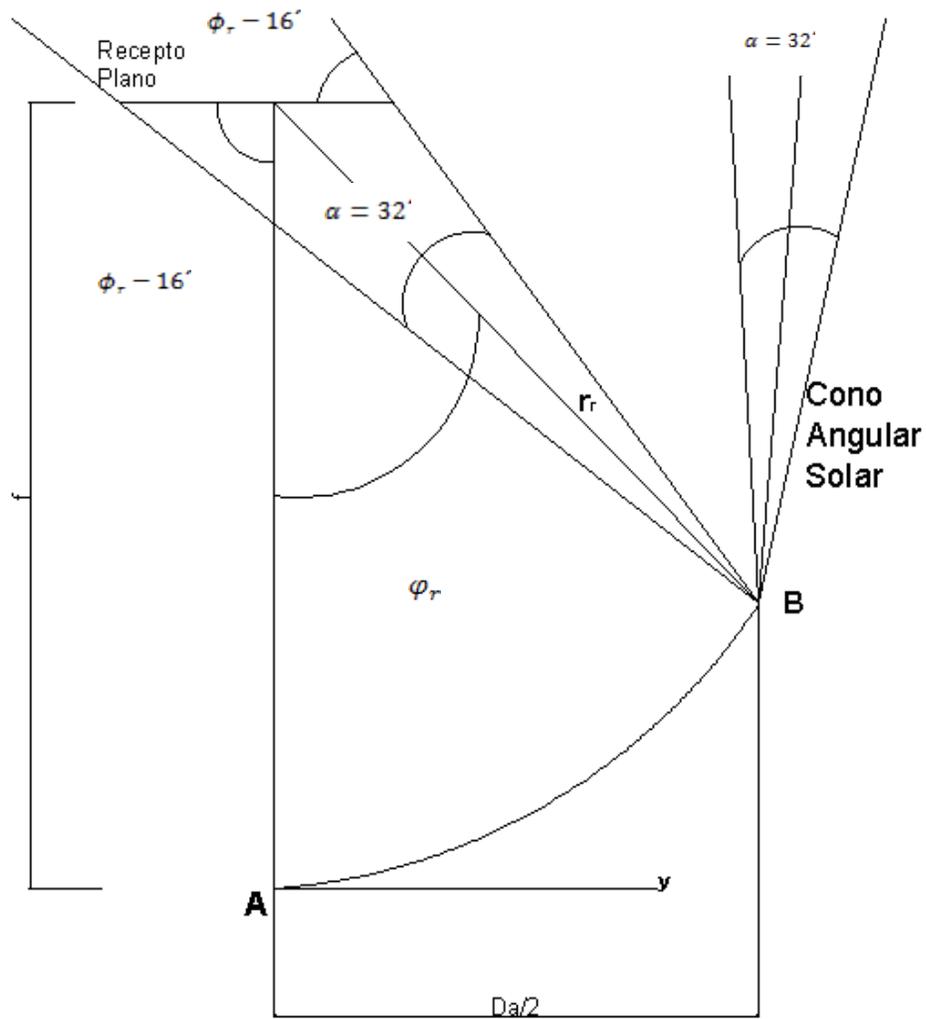


Fig. 4.4 Dimensión de imagen en el concentrador parabólico.

De la figura 4.4 se deduce que:

$$\frac{D_r}{2} = \frac{R}{\cos(\phi_r + 0.267^\circ)} \quad (4.8)$$

Donde R es:

$$RD_r = r_r \text{sen } 0.267^\circ \quad (4.9)$$

Por otra parte la concentración máxima C_{max} se define como la relación que existe entre el área de apertura de captación del paraboloide de revolución y el área mínima de captura para la radiación que se encuentra en la imagen solar formada por el receptor, tal que:

$$C_{max} = \frac{A_a}{A_r} \quad (4.10)$$

Donde A_a es el área de apertura y A_r el área del receptor.

La distancia focal optima f_0 para lograr la concentración tan alta como sea posible, al proponer un receptor plano de diámetro D_r y un ángulo de borde ϕ_r que trunca al paraboloide, puede ser obtenida por:

$$f_0 = \frac{D_r}{4 \tan \frac{\phi_r}{2}} (C_{max})^{1/2} \quad (4.11)$$

Al realizar un balance de energía se puede determinar que el calor útil Q_u esta dado por la energía recibida en el absorbedor Q_{abs} menos las pérdidas de calor al medio ambiente Q_{per} , por lo que:

$$Q_u = Q_{abs} - Q_{per} = Q_{abs} - U(T_{abs} - T_a)A_r \quad (4.12)$$

Donde U es el coeficiente global de perdidas referidas a la diferencia de temperaturas del absorbedor T_{abs} y la del aire ambiente T_a . Este coeficiente no es sencillo determinar y depende fundamentalmente de los mecanismos de transferencia de calor, del conjunto de materiales utilizados y de su configuración geométrica.

La energía Q_{abs} que dispone en el absorbedor se determina mediante la relación

$$Q_{abs} = \eta_0 A_a G_b \quad (4.13)$$

Donde η_0 es la eficiencia óptica del colector, A_a es el área de apertura del concentrador y G_b es la irradiancia solar directa que incide sobre el colector.

La eficiencia óptica esta dado por:

$$\eta_0 = f_t \rho_R \tau_{abs} \alpha_{abs} \gamma F \quad (4.14)$$

Donde f_t es la fracción no sombreada por soportes y absorbedor, ρ_R es la reflectancia del espejo, τ_{abs} es la transmitancia envolvente del absorbedor, α_{abs} es la absortancia del absorbedor, γ es el factor de configuración geométrico y por último es el error de dispersión (que depende de la dispersión angular).

Podemos decir que una mejora en la eficiencia óptica del concentrador, una disminución de las perdidas térmicas y un aumento de la concentración da como

resultado una mayor eficiencia del colector. Un cambio en las propiedades ópticas del sistema afecta en gran medida el funcionamiento del colector.

La cantidad de calor Q_r que se encuentra llegando al receptor antes de ser captada por absorbedor se puede determinar si suponemos que no hay errores en las propiedades reflectivas del espejo, ni en el seguimiento solar, esto es, con el ángulo de dispersión $\delta = 0$, entonces la cantidad de energía Q_{abs} en el absorbedor se escribe:

$$Q_{abs} = \tau_{abs} \alpha_{abs} (f_i \gamma \rho_R A_a G_b) = \tau_{abs} \alpha_{abs} Q_r \quad (4.15)$$

Donde Q_r es la energía en el receptor que impacta al absorbedor.

Como se ah dicho en la sección de ángulos solares, los rayos solares no son completamente paralelos debido a que la distancia tierra sol sustenta un ángulo $\alpha = 32'$ provocando que la imagen en el foco de un concentrador parabólico no son un punto sino una región. Cuando la distancia focal f es corta comparada al diámetro de apertura D_a , se forman imágenes elípticas por la reflexión propia del borde del espejo no así en una pequeña región cercana al centro.

Para nuestro trabajo tenemos $D_a = 300 \text{ cm}$ y la distancia focal $f = 135 \text{ cm}$.

Despejando de la ecuación 4.3 el ángulo de borde tenemos:

$$\phi_r = 58.10^\circ$$

en función del diámetro de apertura el foco. Sustituyendo en la 4.5 obtenemos la distancia del punto focal al borde de la parábola

$$r_f = 176.65 \text{ cm}$$

Ahora determinamos el área de apertura y tenemos

$$A_a = 7.068 \text{ m}^2$$

Idealmente multiplicamos el Área de apertura por la constante solar $G_{sc} = 1353 \text{ W/m}^2$ nos da:

$$\dot{q}_r = 9563 \frac{\text{J}}{\text{s}}$$

Esto claro pensando que nuestro colector es 100% eficiente. Este calor lo tomaremos para los cálculos de nuestro motor. Y se supondrá que no hay pérdidas por medio ambiente.

5 MOTOR STIRLING

5.1 Introducción

Se define máquina Stirling como aquel dispositivo que convierte calor en trabajo, o viceversa, a través de un ciclo termodinámico regenerativo, con compresión y expansión cíclicas del fluido de trabajo, operando dicho fluido entre dos temperaturas, la del foco caliente y la del foco frío.

5.2 Funcionamiento del motor Stirling

El motor Stirling opera con un fluido en un ciclo cerrado, obteniendo trabajo a partir de cuatro procesos cíclicos consecutivos: aporte de calor, expansión con el aporte de calor de la fuente de calor, extracción de calor hacia un acumulador térmico regenerativo y compresión con extracción de calor hacia el foco frío.

En la figura 5.1, donde el fluido está confinado dentro de un cilindro entre dos pistones opuestos. En medio, dividiendo el espacio, se pone el regenerador, que atravesado por el fluido lo condiciona para adecuarlo a temperatura de la cámara en la que se encuentra. A un lado se dispone la cámara de compresión, a temperatura baja y en el otro la cámara de expansión, a temperatura alta.

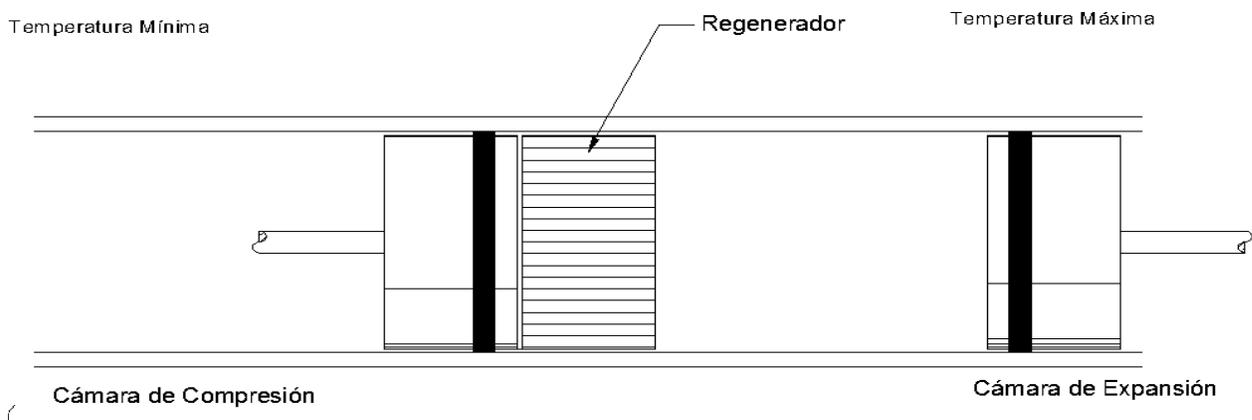


Fig. 5.1 Esquema ideal de la máquina Stirling ideal isotérmica.

Esta evolución de los procesos se resume en la figura 5.2, el fluido debe encontrarse totalmente confinado en la cámara caliente en la expansión y en la fría en la compresión isoterma.

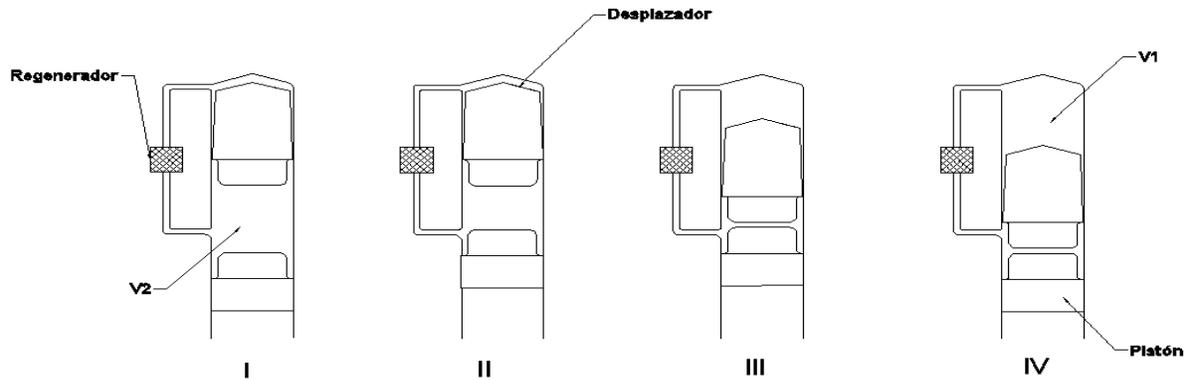


Fig. 5.2 Esquema de un motor Stirling.

En la figura 5.2 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 de entrar al fluido en la cámara caliente avanzado carrera hacia el punto muerto inferior. Este traspaso se realiza por el regenerador. El fluido siguiente teniendo volumen mínimo.
- IV. El fluido se calienta al paso por el regenerado y por consiguiente imprime una presión sobre el desplazador que motiva la carrera motriz y llega al punto muerto inferior junto con el pistón. Seguidamente el desplazador se desplaza hacia el punto muerto superior haciendo pasar por el fluido ya expandido,

hasta la cámara fría a través del regenerador. Cuando el desplazador llega a su punto muerto superior, vemos a tener la estructura de la posición I.

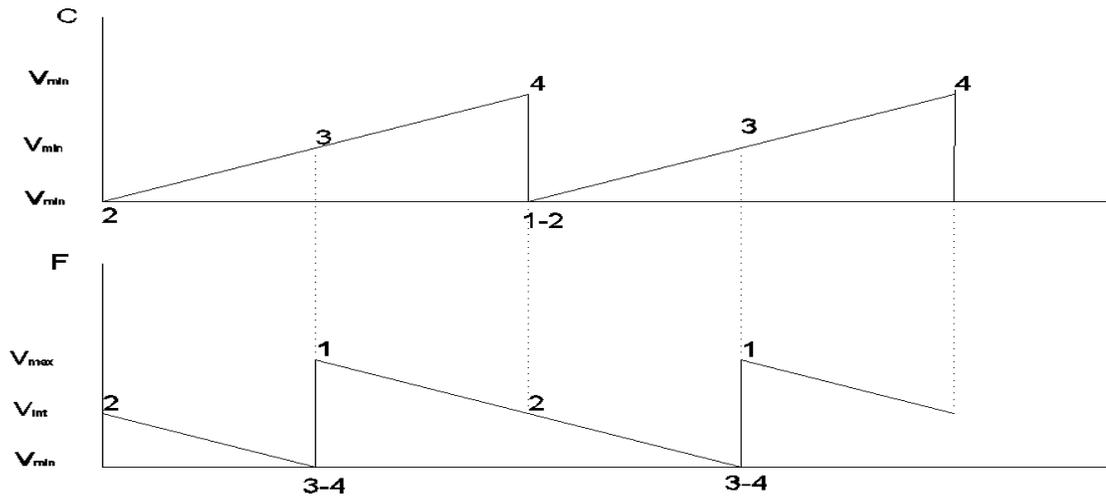


Figura 5.3 Evolución de los volúmenes de las cámaras caliente y fría durante la realización del ciclo

5.3 Ciclo termodinámicos ideales.

La modelización del ciclo termodinámico del motor Stirling siempre parte de la base de que las evaluaciones asociadas a la variación de volumen se realizan de modo isotérmico, de modo que durante la expansión se produce la introducción de calor del ciclo y durante la compresión se produce la extracción.

Este hecho comporta que el fluido motor, una vez expandido, permanece a la misma temperatura que antes de la expansión, lo que permite la introducción del concepto del regenerador.

De este modo, existen dos caminos extremos, el ciclo conocido como Stirling, en el que la evolución a través del regenerador se produce a V constante (cte.), y el Ericsson, donde esta se produce a P cte. De ambos nace el ciclo Rallis, como una composición de ambos, en la que dicha evolución se realiza en parte a V cte. y en parte a P cte.

Finalmente, y como ciclo intermedio ente el ciclo de Rallis, en el que la regeneración se produce en etapas, se ofrece el ciclo mixto Stirling-Rallis en el que la transferencia del fluido final de la compresión se produce como un ciclo Rallis y la del final de la expansión como un Stirling, ya que maximiza el trabajo a igualdad de limitación tecnológica por presión máxima del ciclo.

5.3.1 Importancia de la evolución isotérmica respecto a la adiabática.

Las evoluciones isotérmicas solo pueden realizarse cuando la velocidad del motor es muy baja, en caso contrario estas transformaciones tienden a hacerse adiabáticas. Para realizar una transformación desde un punto 1 (figura 5.4) hasta el punto 2, que se encuentra a igual temperatura, se pueden seguir diversos caminos.

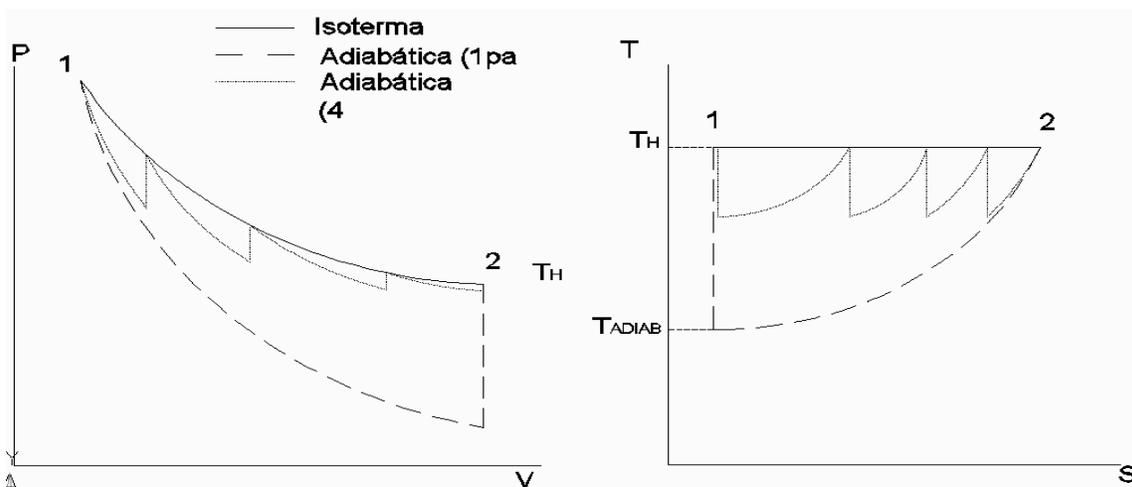


Figura 5.4 Posibles Transformaciones para la expansión de 1 a 2

El calor aportado durante una expresión isoterma viene dado por la expresión siguiente:

$$Q = T_H R \ln(V_f/V_i) \quad (5.1)$$

El calor equivalente en una expansión adiabática realizada según un paso se tiene que calcular en base a la temperatura al final de la transformación adiabática, pues el calor equivalente corresponderá al restablecimiento de la temperatura de la fuente a volumen constante.

$$T_{adiab 1} = T_H (V_i/V_f)^{k-1} \quad (5.2)$$

$$Q_{adiab 1} = n c_V (T_H - T_{adiab 1}) \quad (5.3)$$

5.3.2 Ciclo Stirling ideal

El principio básico del ciclo Stirling consiste en un gas encerrado dentro de un cilindro hermético que tiene un extremo caliente y uno frío. Dentro del cilindro se encuentran un pistón de potencia y un pistón desplazador. El pistón de potencia

tiene como funciones evitar que el gas salga y transmitir el trabajo al exterior del cilindro. La función del desplazador es hacer que el aire se mueva de la zona fría a la caliente y viceversa.

Si el gas es desplazado hacia la parte caliente del cilindro, se expande aumentando la presión interna la cual permite obtener el trabajo. Luego el gas es desplazado por la parte fría donde baja su temperatura y disminuye su presión.

El ciclo se compone de cuatro fases que se pueden observar claramente en un diagrama P-V,

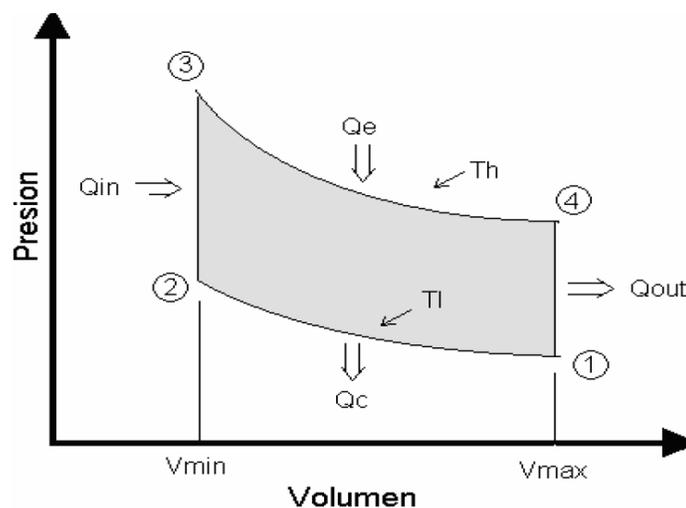


FIG. 5.5 Ciclo Stirling

Proceso 1 el desplazador se encuentra en la zona caliente y el pistón de potencia se encuentra en el extremo del cilindro por lo que el volumen de gas es máximo. Esto se encuentra en la zona fría y a la presión mínima.

Para pasar de una fase a otra de ciclo Stirling debe ocurrir un proceso termodinámico. En total se requieren cuatro procesos para que se complete un ciclo. Estos serán:

Si se analiza el proceso 1-2 de la grafica se observa que se da una compresión isotérmica lo que significa que hay que aplicarle al motor un trabajo extremo para pasar de la fase 1 a la 2. Este proceso libera una cantidad de calor Q_c (ver la fig. 5.5).

En el proceso 2-3 se le entrega al motor la cantidad de calor Q_{in} para elevar la temperatura del gas de T_L a T_H , todo esto a volumen constante (ver la fig. 5.5).

Luego, en el proceso 3-4, el aire que estaba a máxima presión hace que el pistón se desplace hasta lograr el volumen máximo, todo esto a temperatura T_H . En esta etapa del ciclo es cuando el motor recibe una cantidad de energía de Q_c . La diferencia entre Q_c y Q_E es el trabajo total entregado por ciclo (ver la fig. 5.5).

Por último de 4-1 el desplazador hace que el aire se mueva de la zona caliente a la zona fría por lo cual la temperatura de este disminuye al perder una cantidad de calor Q_{out} y por consiguiente la presión baja (ver la fig. 5.5).

5.3.3 EFICIENCIA

Para convertir calor en trabajo de forma cíclica se necesita un dispositivo denominado máquina térmica. Este dispositivo toma una cantidad de una fuente de alta temperatura, una parte de este calor la convierte en trabajo y el resto lo desecha a un sumidero de baja temperatura en forma de calor de desecho.

La eficiencia η es la fracción de calor que entra que se puede convertir en trabajo. De esta manera:

$$\eta = \frac{W}{Q_{entra}} \quad (5.4)$$

$$Q_{in} = W + Q_{salida} \quad (5.5)$$

$$\eta = \frac{Q_{entra} - Q_{Salida}}{Q_{entra}} \quad (5.6)$$

Si partimos de la base que el gas se comporta como ideal ($PV=mRT$), y analizando la figura del ciclo el rendimiento será

$$\eta = 1 - \frac{Q_{sais}}{Q_{entra}} \quad (5.7)$$

Como la evolución 1-2 es isotérmica a T_L y teniendo en cuenta que P_i es la presión en el punto i se tiene que:

$$\eta = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (5.8)$$

El trabajo por ciclo se entiende como la integral de todos los trabajos durante el ciclo y corresponde a su vez al área de la grafica en el diagrama P_V.

$$W_{Ciclo} = mR(T_H - T_L) \ln \frac{V_{max}}{V_{min}} \quad (5.9)$$

5.4 Análisis de la relación de compresión

Cuando los ciclos realizan la expansión y la compresión sean una isoterma, el rendimiento aumenta con la relación de compresión, pero en forma asintótica, de manera que el incremento más grande se encuentra entre la relación de compresión de 1,5 y 3.

Sin embargo a realizar la expansión y la compresión según adiabática, el rendimiento tiene un máximo alrededor de una relación de compresión 2,5. Esto significa que para obtener un rendimiento óptimo se necesita trabajar con una relación de compresión 2 y 3.

Considerando una relación de compresión entre 2 y 2.5, el rendimiento adiabático del ciclo mixto Stirling-Rallis es similar al de Rallis, mientras que el Stirling tiene un rendimiento notablemente inferior. Esto significa que en cuanto a rendimiento, el ciclo más adecuado es el mixto Stirling-Rallis.

Respecto al trabajo, el ciclo que mas trabajo entrega es el mixto Stirling-Rallis en condiciones de expansiones y compresiones isothermas. En expansiones y compresiones adiabáticas, el ciclo Rallis entrega más trabajo a partir de relaciones de compresión más grandes de dos. Por tanto trabajando con una relación de compresión de 2, el ciclo que entrega más trabajo es el mixto Stirling-Rallis.

5.5 Regenerador

En un motor Stirling el regenerador tiene como misión ocasionar el salto térmico del fluido de trabajo alternativamente entre T_{\max} y T_{\min} , sin aportación externa de calor. El calor liberado por el fluido al pasar desde la cámara de expansión hacia la compresión más fría es almacenado en el regenerador, para ser devuelto al fluido al pasar en sentido contrario.

5.5.1 Análisis de la regeneración.

El regenerador ideal tiene que enfriar y calentar el fluido hasta las temperaturas T_H y T_L . El análisis del regenerador parte de los modelos: el modelo de la capacidad térmica y del modelo de las diferencias finitas.

El modelo de capacidad térmica global asimila un comportamiento homogéneo a un determinado volumen, y se puede aplicar en el caso de que el numero de Biot (8.49) se menor que 0.1. El número de Biot se define como:

$$Bi = \frac{h_c L}{k_s} \dots \quad (5.10)$$

Donde:

h_c : coeficiente de transferencia de calor por convección, puede suponerse varias condiciones dependiendo del tipo de flujo (laminar o turbulento)

k_s : conductividad térmica del material regenerador. Para el estudio tenderemos dos materiales, uno con una conductividad muy baja, mientras que el otro tendrá una conductividad superior en proporción de 250 veces mayor.

L : longitud del regenerador.

5.5.2 Regenerador Único

La transferencia de calor entre regenerador y fluido se mantendrá hasta que la temperatura de los dos sea igual. Esta temperatura de equilibrio dependerá de la relación de masa y de la capacidad calorífica entre el fluido y regenerador.

En las transferencias de calor se supone que el intercambio de calor perfecto al considerar que el regenerador es capaz de transmitir por convección más que el que pueda absorber el fluido.

En el caso ideal se tendría una regeneración del 50%

Donde:

T_H : Temperatura de la fuente caliente.

T_C : Temperatura de la fuente fría.

T_E : Temperatura de estabilización cuando el fluido circula de la fuente caliente a la fuente fría.

5.6 Elementos Mecánicos

Disponen de dos cámaras a diferente temperatura, el volumen de las cuales puede variar gracias al movimiento alternativo de dos émbolos. Un conducto, que atraviesa un regenerador y unos posibles intercambiadores de calor auxiliares, comunica una cámara con la otra. Pueden observarse los elementos básicos del motor tal y como se dispone en la realidad

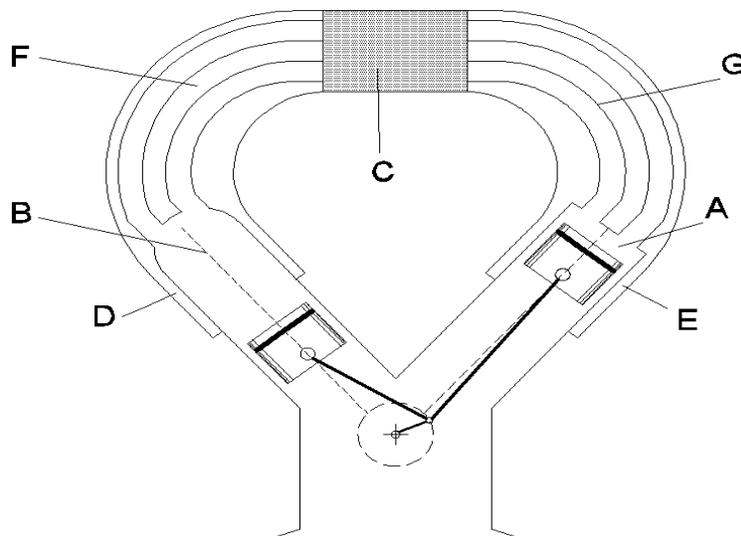


Fig. 5.6 Posible configuración de un motor Stirling real. A- Cámara de compresión, B-Cámara de expansión, C- Regenerador, D- Calentador, E- Refrigerador, F- Calentador Auxiliar, G- Refrigerador Auxiliar.

5.6.1 Tipologías 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

embolo, lo 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 embolo puede ser de tres tipos, según la función que tenga:

a) Pistón

b) Desplazador

c) Mixto (pistón y desplazador)

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 embolo que trabaja con pistones 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 pistón/ desplazador, es aquel que ha de soportar un fuerte gradiente térmico acompañado de una elevada diferencia de presiones. Su diseño requiere un equilibrio entre aislamiento y resistencia, que a menudo es difícil encontrar.

Pistón	Gran ΔP	Pequeño ΔT
Desplazador	Pequeño ΔP	Gran ΔT
Mixto	Gran ΔP	Gran ΔT

Tabla 5.4 Diferenciación entre el pistón, desplazador y émbolo mixto.

5.6.2 Tipologías de arquitecturas.

a) Arquitectura de émbolos de simple acción

Las arquitecturas de émbolos de simple acción se dividen en tres grandes grupos:

- ☆ Doble pistón
- ☆ Pistón- desplazador
- ☆ Pistón líquido

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 diferentes (Fig. 10.18).

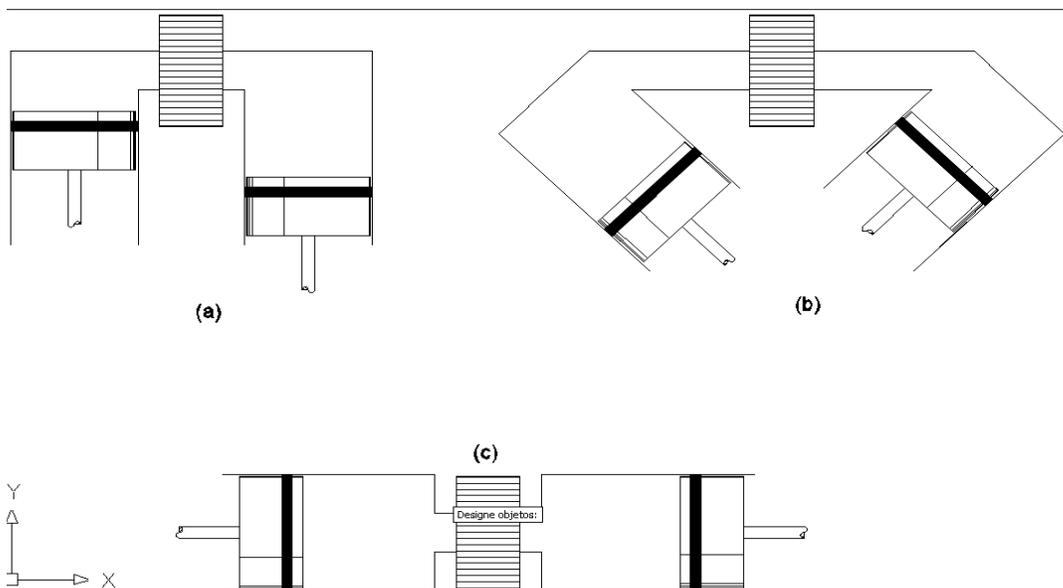


Fig. 5.7 Motores Stirling de simple acción y doble pistón. a) Cilindros Paralelos (Rider), b) Cilindros en V, c) Cilindros opuestos.

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 esta

soportada sólo por un pistón, que además, trabaja a baja temperatura; esto reduce el problema de la estanqueidad.

También, siendo el desplazador más ligero que un pistón, se disminuye la masa oscilante y las vibraciones y, en consecuencia, se reducen las dimensiones de cojinetes, bielas, etc.

En las configuraciones más utilizadas en motores de poca potencia, pero también se utiliza en los de potencias superiores. Presenta dos alternativas:

1. De cilindro único : tipo beta
2. De doble cilindro : tipo gamma

La configuración de cilindro único reduce el espacio muerto al mínimo y da al motor máxima capacidad. Por el otro lado, la disposición de doble cilindro ofrece mucha más libertad en el diseño de la transmisión hacia un eje giratorio y facilita la construcción y el montaje.

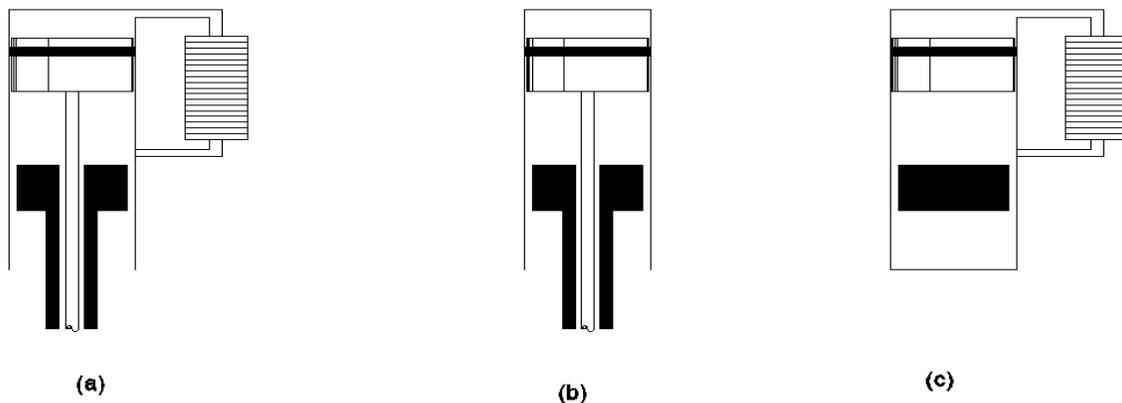


Fig. 5.8 Motores Stirling de simple acción con pistón y desplazador en cilindro único. a) Con regenerador extremo (Rankine-Naiper), b) Con desplazador regenerativa (Stirling), c) De piston libres (beale).

b) Arquitectura de émbolos de doble acción

En los que el elemento alternativo es un pistón/desplazador (mixto) que trabaja por las dos caras. En consecuencia, 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 multiciclo.

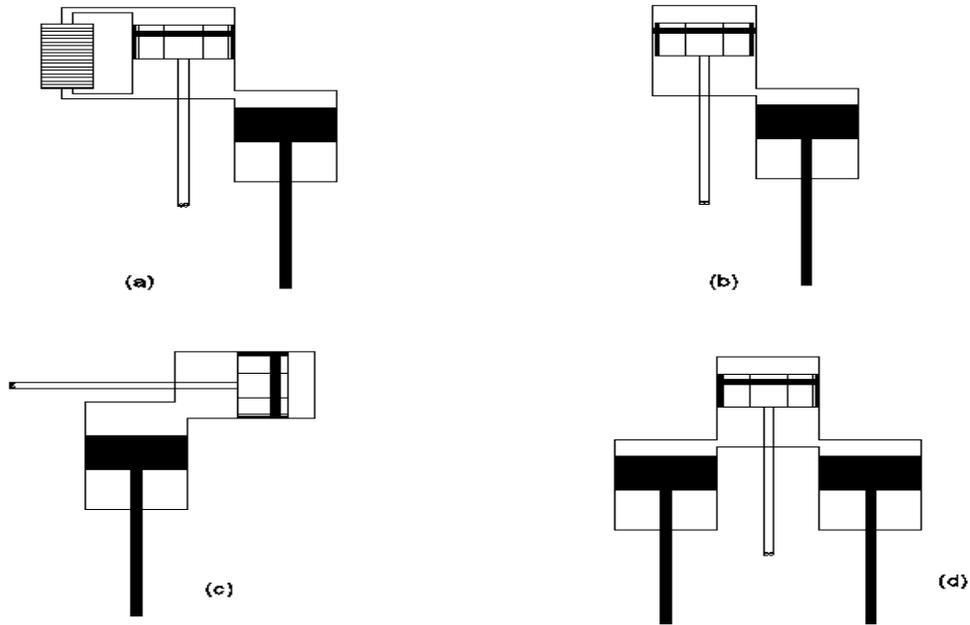


Fig. 5.9 Motores Stirling de simple acción con pistón de doble cilindro. a) Con regulador externo (Heinrici), b) Con desplazador regenerativo (Laubereau-Schwartzkopf), c) Con desplazador regenerativo y cilindro a 90° (Robinson), d) doble cilindro de expansión (Rainbow).

5.6.3 Acoplamiento de los émbolos y extracción de potencia

Es determinante la tipología de acoplamiento de los émbolos. Distinguiéndose tres casos principales:

- a) Émbolo acoplado mecánicamente
- b) Émbolo no acoplado mecánicamente
- c) Émbolo de acoplamiento híbrido

Los motores Stirling, admiten a menudo salidas de potencia lineales, y en algunos de sus configuraciones, la forma línea resulta obligada.

Potencia rotativa: es la forma más empleada y más bien 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 elementales de transmisión no sufren fuerzas laterales, sino sólo axiales, hecho que minimiza el problema de lubricación.

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 con bombas de calor.

a) 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 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 el árbol que sobresale de la carcasa, o bien, por arrastre magnético entre dos platos imantados separados para una pared. Esta última configuración permite el hermetismo de las carcasas, la cual puede ser presurizada.

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

- i) Para émbolos coaxiales
- ii) Para émbolos no coaxiales
- iii) Para émbolos único

Los acoplamientos pueden ser sencillos o complejos, compactos o voluminosos, inductores o no de fuerzas laterales en los émbolos, y ajustable o no a una buena ley de movimiento alternativo. Los factores que determinan la elección de uno u otro varían en cada caso.

b) Émbolos no acoplados mecánicamente

También se llaman motores Stirling resonantes o de pistón libre; son máquinas en las cuales los émbolos se mueven libremente, solo 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.

Algunos acoplamientos mecánicos para motores Stirling de émbolo único:

- ✓ Biela y cigüeñal.
- ✓ Cigüeñal y biela con guiaje lineal
- ✓ Cigüeñal y biela con guiaje por balancín.

c) Motores Stirling de acoplamiento híbrido

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

5.6.4 Elementos de estanqueidad y lubricación.

Las soluciones que se emplean pueden agruparse del siguiente modo:

- a) Cárter Presurizado: La mejor manera de evitar fugas del fluido hacia el exterior consiste en cerrar herméticamente el carter que aloja el sistema de extracción de potencia (cigüeñal u otros) y presurizarlo a una presión igual a la media del ciclo. Si la salida es alternativa, la completa estanqueidad se consigue con membranas elásticas o bien, extrayendo potencia eléctrica gracias a un generador lineal.
- b) Cárter no Presurizado: La no presurización obliga a los pistones a incorporar obturadores muy eficientes. Sistema como diafragmas rotativos, anillos de rulon-A (teflón), y ajustes de tolerancia laberínticos, consiguen una buena obturación sin demasiada fricción.

El uso del 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 acumulara en el regenerador que actúa como filtro y se taponara, causando importantes pérdidas de rendimiento. Por ese motivo muchos pistones disponen de doble obturación, tanto aceite como de gas.

5.6.5 Características de los elementos mecánicos.

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 deben ser muy cuidadosos, teniendo en cuenta su fatiga mecánica como térmica.

5.7 Elementos Térmicos

Los principales elementos térmicos en un motor Stirling son los intercambiadores de calor. Son partes del motor que, a pesar de tener que cumplir funciones mecánicas como soportar la presión y conducir el fluido, tienen una función primordialmente térmica, que es transmitir calor de un medio a otro.

Los tres intercambiadores de calor de que suele disponer de un motor Stirling: calentador, refrigerador y generador, actúan sobre el fluido de trabajo y son de presencia obligada.

Como generalmente la T_{\min} es la ambiente, se busca T_{\max} tan alta como sea posible. Pero T_{\max} tiene un límite, el dado por la resistencia de los materiales generalmente metales.

a) *Flujo energético*

Una tercera parte (32%) de la energía que se convierte en trabajo, pero el escape solo se lleva el 14% y la refrigeración el 46%. Se supone un 8% de pérdidas.

b) *Flujo másico*

Las necesidades prácticas exigen altas velocidades y movimientos aproximadamente sinodales.

5.7.1 *Calentadores*

El calentador de un motor Stirling tiene por misión transmitir 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 transferencia de calor que intervienen en el calentador son tres, y cada uno condiciona a su manera el diseño de este elemento:

- i. Convección y radiación del medio exterior a la pared
- ii. Conducción por el interior de la pared: para una buena conducción el calentador suele ser metálico, concretamente de algún acero resistente a la temperatura (con elevado contenido de níquel).
- iii. Convección de la pared hacia el fluido de trabajo: este fluido es denso, comprimido y se mueve a gran velocidad.

La temperatura media del gas de trabajo no es mucho más baja: unos 900K

5.7.2 Refrigeradores

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.

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

Los procesos de transferencia de calor del refrigerador solo los mismos que los del calentador. 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.

Tipo de refrigeración:

- a) Refrigeración por agua: si se dispone de una fuente inagotable de agua temperatura ambiente (rio, lago, red pública...), sólo hace falta bombearla por el interior del refrigerador. Es la solución más eficiente, pero solo es utilizable en motores estacionarios.
- b) Refrigeración por aire:
 - Convección Directa con el aire mediante aletas metálicas: la convección puede ser natural o forzada.
 - Circuito de agua con radiador: solo presenta un inconveniente de consumir energía para bombear el agua e impulsar el aire.

5.8 Fluido de Trabajo

El hidrogeno, el helio y el aire son los que ofrecen más ventajas, por lo tanto los de máximos utilización.

mono-componente	mono fase	Gas	H, He, Ar, CO ₂ , H ₂ O _(v) ,...
	Multi-fase	Líquido Fluido Condensante	H ₂ O, Hg, aceite, alcoholes, H ₂ O ₍₁₎ +H ₂ O _(v)
Multi-componente	Mono-Fase	Mezcla de gases	Aire,...
		Líquido multicomponente	H ₂ O+solutos, mezclas,...
		[gas portador] +gas disociante	No estudiadas
	Multi-fase	gas portador+fluido condensante	Aire+H ₂ O ₍₁₎ +H ₂ O _(v) ,...
		[gas portador] +fluido condensante disociante	[Helio]+N ₂ O ₄]NO]NO]O ₂ ,...

Tabla 5.5 posibles fluidos de trabajo para motor Stirling

5.9 Características de funcionamiento

Una primera aproximación del valor de la potencia que puede desarrollar un motor Stirling viene dada por la formula de Beale. Las constantes dadas en la tabla 5.6 son una medida a partir de muchos motores reales.

$$P = B p_m f V \quad (5.11)$$

Donde:

P: potencial del motor

B: Número de Beale p_m : Presión media del ciclo (bar)

f: Frecuencia de Funcionamiento (Hz)

V: Volumen barrido por el pistón de potencia (cm³)

Temperatura del calentador	600 K	800 K	1000 K	1200 K
N° Beale(motor bien diseñado)	0.008	0.017	0.025	0.03
N° Beale(motor poco optimo)	0.002	0.006	0.009	0.01

Tabla 5.6 Número de Beale según la temperatura del calentador.

A diferencia de los motores de combustión interna, los Stirling necesitan un periodo de calentamiento, al final del cual ya pueden ser arrancados. 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.

5.9.1 Causa de las principales pérdidas de potencia y rendimiento en un motor Stirling.

Tipo de Pérdida	Pérdida	Efecto sobre la Potencia	Efecto sobre el Rendimiento
------------------------	----------------	---------------------------------	------------------------------------

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 de los pistones y las inercias del fluido hacen que la distribución ya no sea ideal	Proporcional	Nulo
	Adiabaticidad: La elevada velocidad con la que 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 de los cilindros y la pierden por el extremo frío.		
	Humos: cuando la fuente de calor es por combustión.	Proporcional	Constante
	Potencial Térmico: debido a la diferencia de temperaturas entre los extremos de los intercambiadores.		

Tabla 5.7 Causa de las principales pérdidas de potencia y rendimiento en un motor Stirling. Caracterización de los efectos en función de la velocidad o la presión en el medio ambiente.

6 DISEÑO DE NUESTRO MOTOR STIRLING

6.1 Cálculos de potencia de nuestro motor

Nuestro diseño está basado en el modelo de un motor Stirling tipo alfa, el cual me lo presento el Ingeniero José Antonio Sánchez, es un motor Stirling de dos cilindros, de dimensión pequeña pero físicamente tiene un desempeño fantástico, el nuestro será tipo beta pero con la relación entre componentes del tipo alfa.

Por las dimensiones obtenidas en el motor Stirling tipo alfa tenemos nuestra primera proposición:

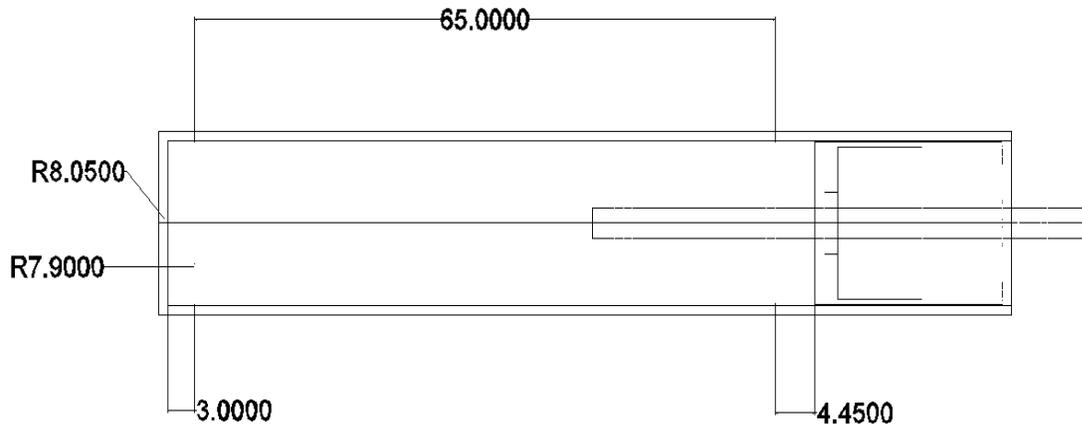


Fig. 6.1 Dibujo acotado en cm

En la imagen vemos las medidas de arranque, el pistón de fuerza se desplaza en los primeros 90° 1.5 cm hacia la izquierda y el pistón desplazador 2.75 cm hacia la derecha, posteriormente el pistón de fuerza a los 180° se habrá desplazado 3 cm hacia la izquierda alcanzando su máxima carrera, el desplazador en los 180° regresara los 2.75 cm hacia la izquierda, a los 270° el pistón de fuerza habrá regresado 1.5 cm hacia la derecha y por lo contrario el desplazador habrá avanzado otros 2.75 hacia la izquierda alcanzando su máxima carrera y encontrándose a solo .25 cm de la pared del cilindro, y los 360° se encontraran de nuevo como en la imagen.

El volumen máximo lo encontraremos en el 0° de giro de nuestro cigüeñal y el volumen mínimo los encontraremos a 180° de giro de nuestro cigüeñal por lo que tenemos:

$$V_{max} = \frac{16.1^2\pi}{4}(3) + \left(\frac{16.1^2\pi}{4}(65) - \frac{15.8^2\pi}{4}(65) \right) + \frac{16.1^2\pi}{4}(4.45) = 2005.2505cm^3$$

y

$$V_{min} = \frac{16.1^2\pi}{4}(3) + \left(\frac{16.1^2\pi}{4}(65) - \frac{15.8^2\pi}{4}(65) \right) + \frac{16.1^2\pi}{4}(1.45) = 1394.5013cm^3$$

Ahora proponiendo al helio como gas de trabajo, calculemos la masa que utilizaremos dentro del cilindro y suponiendo los siguientes datos:

DATOS SUPUESTOS

$$T_{min} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{inicial} = 10 \text{ bar}$$

$$T_{max} = 600 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$RPM = 800$$

Para la concentración de 600 °C necesitaremos un concentrador parabólico de unas dimensiones de unos 3 mts de diámetro y con un reflejante de buenas condiciones para evitar pérdidas y una mejor captación solar.

Y conociendo:

$$C_{pHe} = 5.1961 \frac{KJ}{kg \text{ } K}$$

$$R_{Universal} = 0.08315 \frac{bar \text{ } m^3}{kg_{mol} \text{ } K}$$

$$M = 4.003 \frac{kg}{kg_{mol}}$$

$$C_{vHe} = 3.1193 \frac{KJ}{kg \text{ } K}$$

Ahora:

$$v = \frac{R T}{p M}$$

Donde:

$v = \text{volumen especifico}$

$R = \text{Constante de los gases}$

$T = \text{Temperatura}$

$M = \text{masa molar del gas}$

$p = \text{presion inicial}$

La temperatura en el sistema cuando no trabaja será la temp. del ambiente 25°C y será igual 25+273.15

Calculando

$$v = \frac{\left(0.08315 \frac{\text{bar m}^3}{\text{kg}_{\text{mol}} \text{K}}\right)(298.15 \text{ K})}{(10 \text{ bar}) \left(4.003 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{mol}}}\right)}$$

$$v = 0.61931 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Pero también sabemos que:

$$v = \frac{V}{m}$$

v = volumen específico

V = Volumen

m = masa

Despejamos m de la formula y entonces:

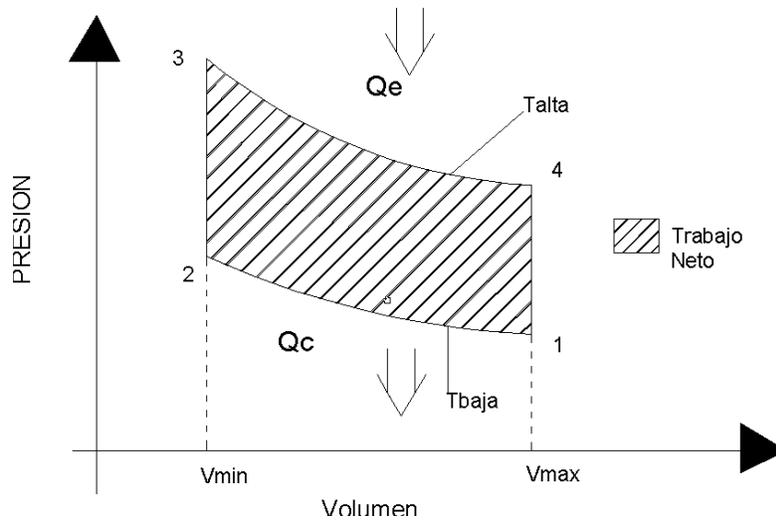
$$m = \frac{V}{v}$$

Tenemos:

$$m = \frac{1394.50 \text{ cm}^3}{0.61 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}}$$

$$m = 2.25 \text{ gr}$$

Y conociendo el ciclo Stirling Ideal



Proceso 1 a 2

Este es un proceso isotérmico a temperatura baja T_{baja} y tenemos los siguientes datos en el punto 1

$$T_1 = 60^\circ C = 333.15 K$$

$$p_1 = 10 \text{ bar}$$

$$V_1 = 2005.2505 \text{ cm}^3$$

Y del punto 2 del diagrama conocemos:

$$T_2 = T_1 = 60^\circ C = 333.15 K$$

$$p_2 = ? \text{ bar}$$

$$V_{min} = V_2 = 1394.5013 \text{ cm}^3$$

En el proceso isotérmico el calor va hacer igual al trabajo ($Q=W$) y de las formulas del proceso isotérmico calcularemos la presión del punto dos:

$$p_1 V_1 = p_2 V_2$$

Y tenemos

$$(10 \text{ bar})(2005.2505 \text{ cm}^3) = p_2(1394.5013 \text{ cm}^3)$$

$$14.379 \text{ bar} = p_2$$

Y

$$Q_c = {}_1Q_2 = p_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1}$$

$$Q_c = {}_1Q_2 = (10 \text{ bar})(2005.2505 \text{ cm}^3) \ln \frac{(1394.5013 \text{ cm}^3)}{(2005.2505 \text{ cm}^3)}$$

$$Q_c = -728.3714 \text{ J} = -{}_1W_2$$

Proceso de 2 a 3

Este proceso es isométrico esto quiere decir a volumen constante y el trabajo va a ser igual a cero ($W=0$) y tenemos:

$$T_2 = 60^\circ\text{C} = 333.15 \text{ K}$$

$$p_2 = 14.379 \text{ bar}$$

$$V_2 = 1394.5013 \text{ cm}^3$$

Y del punto 3 del diagrama conocemos:

$$T_3 = T_{\text{max}} = 600 = 873.15 \text{ K}$$

$$p_3 = ? \text{ bar}$$

$$V_3 = V_2 = 1394.5013 \text{ cm}^3$$

Y de un proceso isométrico tenemos:

$$\frac{p_2}{T_2} = \frac{p_3}{T_3}$$

$$\frac{14.379}{333.15} = \frac{p_3}{873.15}$$

$$p_3 = 37.6858 \text{ bar}$$

Ahora calculamos el calor

$$Q_{in} = {}_2Q_3 = m C_v (T_3 - T_2)$$

$$Q_{in} = {}_2Q_3 = (0.0022516 \text{ kg})(3.1193 \frac{\text{KJ}}{\text{kg K}})(873.15 - 333.15) \text{ K}$$

$$Q_{in} = {}_2Q_3 = 3.7926 \text{ KJ}$$

Proceso 3 a 4

Este es un proceso isotérmico a temperatura alta T_{alta} y tenemos los siguientes datos:

Punto 3

$$T_3 = T_h = 600 = 873.15 K$$

$$p_3 = 37.6858 \text{ bar}$$

$$V_3 = 1394.5013 \text{ cm}^3$$

Punto 4

$$T_3 = T_4 = 600^\circ C = 873.15 K$$

$$p_4 = ? \text{ bar}$$

$$V_4 = 2005.2505 \text{ cm}^3$$

En el proceso isotérmico el calor va hacer igual al trabajo ($Q=W$) y de las formulas del proceso isotérmico calcularemos la presión del punto 4:

$$p_3 V_3 = p_4 V_4$$

Y tenemos

$$(37.6858 \text{ bar})(1394.5013 \text{ cm}^3) = p_4(2005.2505 \text{ cm}^3)$$

$$26.2076 \text{ bar} = p_4$$

y

$$Q_s = {}_3Q_4 = p_3 V_3 \ln \frac{V_4}{V_3}$$

$$Q_s = {}_3Q_4 = (37.6858 \text{ bar})(1394.5013 \text{ cm}^3) \ln \frac{(2005.2505 \text{ cm}^3)}{(1394.5013 \text{ cm}^3)}$$

$$Q_s = 1908.89 J = {}_3W_4$$

Proceso de 4 a 1

Este proceso es isométrico esto quiere decir a volumen constante y el trabajo va hacer igual a cero ($W=0$) y tenemos:

$$T_4 = 600^\circ C = 873.15 K$$

$$V_4 = 2005.2505 \text{ cm}^3$$

$$p_4 = 26.2076 \text{ bar}$$

Y del punto 3 del diagrama $p_1 = ? \text{ bar}$
conocemos:

$$T_1 = T_{max} = 60^\circ C = 333.15 K \quad V_1 = V_4 = 2005.2505 \text{ cm}^3$$

Como comprobación a la presión inicial:

$$\frac{p_4}{T_4} = \frac{p_1}{T_1}$$

$$\frac{26.2076 \text{ bar}}{873.15 K} = \frac{p_1}{333.15 K}$$

$$p_1 = 9.9994 \text{ bar}$$

Ahora calculamos el calor

$$Q_{out} = {}_4Q_1 = mC_v(T_1 - T_4)$$

$$Q_{out} = {}_4Q_1 = (0.0022516 \text{ kg})(3.1193 \frac{\text{KJ}}{\text{kg K}})(333.15 - 873.15)K$$

$$Q_{out} = {}_4Q_1 = -3.7926 \text{ KJ}$$

Ahora calculamos la eficiencia:

$$W_{neto} = 1908.89 - 728.3714 = 1180.5186 J$$

Y el

$$Q_T = Q_s = 1908.89 J$$

La eficiencia térmica va hacer igual

$$\eta_T = \frac{W_n}{Q_T} = \frac{1180.5186 J}{1908.89 J} = 61.84\%$$

Y la eficiencia térmica de acuerdo por la temperatura

$$\eta_T = 1 - \frac{T_{baja}}{T_{alta}} = 1 - \frac{333.15}{873.15} = 61.84\%$$

Y ahora tenemos la potencia

$$P_m = W_n \cdot n$$

$$P = 1180.5186 \text{ J} \times 800 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \times \frac{1 \text{ ciclo}}{1 \text{ rev}}$$

$$P = 15740.24 \frac{\text{J}}{\text{s}} = 15.74 \text{ KW}$$

Debido a que tenemos una potencia mucho mayor a la que queríamos obtener aremos una relación de potencia para obtener una potencia más cercana a 1/2 KW

$$\frac{P_p}{P_m} = \frac{\left(P_3 V_3 \ln \frac{V_4}{V_3}\right)_p}{\left(P_3 V_3 \ln \frac{V_4}{V_3}\right)_m}$$

$$\frac{P_p}{P_m} = \frac{\left(P_3 V_3 \ln \frac{V_4}{V_3}\right)_p}{\left(P_3 V_3 \ln \frac{V_4}{V_3}\right)_m} = \frac{(P_3 V_3)_p}{(P_3 V_3)_m} = \frac{(V_3)_p}{(V_3)_m} = \left(\frac{L_p}{L_m}\right)^3 = L_r^3 = (\text{ESCALA})^3$$

Siendo

m= modelo

p= prototipo

Entonces conocemos:

$$P_p = 0.5 \text{ KW}$$

$$P_m = 15.74 \text{ KW}$$

Entonces la relación de escala será:

$$\left(\frac{L_p}{L_m}\right)^3 = L_r^3$$

$$\left(\frac{0.5 \text{ KW}}{15.74 \text{ W}}\right)^{\frac{1}{3}} = 0.3167$$

Entonces todas las dimensiones de nuestra maquina serán multiplicadas por 0.3167 que es lo factor de escala.

También hay que considerar las pérdidas mecánicas, volumétricas, ya se analizaron las térmicas entonces tenemos:

$$\eta_{Total} = \eta_v \eta_m \eta_T$$

Donde:

$$\text{Eficiencia Total de la maquina} = \eta_{Total}$$

$$\text{Eficiencia Volumetrica} = \eta_v$$

$$\text{Eficiencia Mecanica} = \eta_m$$

$$\eta_T = 0.6184$$

Considerando que la fricción que el producto de la eficiencia volumétrica por la eficiencia mecánica no de 0.5 (teóricamente y sabiendo que ninguna maquina real-ideal) tenemos:

$$\eta_{Total} = (0.5)(0.6184) = .3092 = 30.93\%$$

También sabemos que la eficiencia total es:

$$\eta_{Total} = \frac{P_{eje}}{P_{termica}}$$

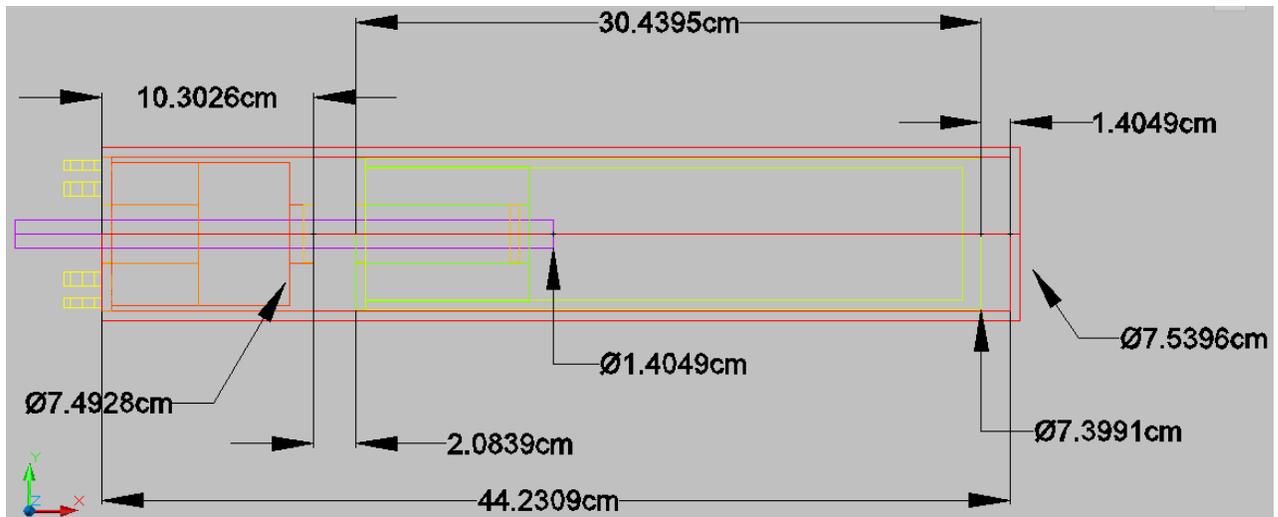
Entonces:

$$P_T = \frac{P_{eje}}{\eta_{Total}} = \frac{0.5KW}{0.3092} = 1.6170 KW$$

Siendo así volvemos a considera el factor de escala ya que consideramos el 1/2 KW del trabajo de potencia en el eje tenemos:

$$\left(\frac{1.6170 KW}{15.74 W} \right)^{\frac{1}{3}} = 0.4683$$

Este es el factor para tener nuestros dibujos en dimensión por lo que obtenemos:



De esta escala obtenemos los nuevos cálculos:

$$V_{max} = \frac{7.5396^2 \pi}{4} (1.4049) + \left(\frac{7.5396^2 \pi}{4} (30.4395) - \frac{7.3991^2 \pi}{4} (30.4395) \right) + \frac{7.5396^2 \pi}{4} (2.0839) = 205.9494 \text{ cm}^3$$

y

$$V_{min} = \frac{7.5396^2 \pi}{4} (1.4049) + \left(\frac{7.5396^2 \pi}{4} (30.4395) - \frac{7.3991^2 \pi}{4} (30.4395) \right) + \frac{7.3991^2 \pi}{4} (0.6790) = 143.2233 \text{ cm}^3$$

Ahora proponiendo al helio como gas de trabajo, calculemos la masa que utilizaremos dentro del cilindro y suponiendo los siguientes datos:

DATOS SUPUESTOS

$$T_{min} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{inicial} = 10 \text{ bar}$$

$$T_{max} = 600 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$RPM = 800$$

Para la concentración de 600 °C necesitaremos un concentrador parabólico de unas dimensiones de unos 3 mts de diámetro y con un reflejante de buenas condiciones para evitar pérdidas y una mejor captación solar.

Y conociendo:

$$R_{Universal} = 0.08315 \frac{\text{bar m}^3}{\text{kg}_{mol} K}$$

$$C_{pHe} = 5.1961 \frac{\text{KJ}}{\text{kg K}}$$

$$M = 4.003 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{mol}}$$

$$C_{vHe} = 3.1193 \frac{\text{KJ}}{\text{kg K}}$$

Ahora:

$$v = \frac{R T}{p M}$$

Donde:

v = volumen especifico

R = Constante de los gases

T = Temperatura

M = masa molar del gas

p = presion inicial

La temperatura en el sistema cuando no trabaja será la temp. del ambiente 25°C y será igual 25+273.15

Calculando

$$v = \frac{\left(0.08315 \frac{\text{bar m}^3}{\text{kg}_{mol} K}\right)(298.15 K)}{(10 \text{ bar}) \left(4.003 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{mol}}\right)}$$

$$v = 0.61931 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Pero también sabemos que:

$$v = \frac{V}{m}$$

$v = \text{volumen específico}$

$V = \text{Volumen}$

$m = \text{masa}$

Despejamos m de la fórmula y entonces:

$$m = \frac{V}{v}$$

Tenemos:

$$m = \frac{1394.50 \text{ cm}^3}{0.61 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}}$$

$$m = 0.2312 \text{ gr}$$

Proceso 1 a 2

Este es un proceso isotérmico a temperatura baja T_{baja} y tenemos los siguientes datos en el punto 1

$$T_1 = 60^\circ\text{C} = 333.15 \text{ K}$$

$$p_1 = 10 \text{ bar}$$

$$V_1 = 205.9494 \text{ cm}^3$$

Y del punto 2 del diagrama conocemos:

$$T_2 = T_1 = 60^\circ\text{C} = 333.15 \text{ K}$$

$$p_2 = ? \text{ bar}$$

$$V_{\text{min}} = V_2 = 143.2233 \text{ cm}^3$$

En el proceso isotérmico el calor va hacer igual al trabajo ($Q=W$) y de las fórmulas del proceso isotérmico calcularemos la presión del punto dos:

$$p_1 V_1 = p_2 V_2$$

Y tenemos

$$(10\text{bar})(205.9494\text{cm}^3) = p_2(143.2233\text{cm}^3)$$

$$14.3795\text{ bar} = p_2$$

Y

$$Q_c = {}_1Q_2 = p_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1}$$

$$Q_c = {}_1Q_2 = (10\text{bar})(205.9494\text{cm}^3) \ln \frac{(143.2233\text{cm}^3)}{(205.9494\text{cm}^3)}$$

$$Q_c = 0.07480\text{ KJ} = -{}_1W_2$$

Proceso de 2 a 3

Este proceso es isométrico esto quiere decir a volumen constante y el trabajo va hacer igual a cero ($W=0$) y tenemos:

$$T_2 = 60^\circ\text{C} = 333.15\text{ K}$$

$$p_2 = 14.379\text{ bar}$$

$$V_2 = 143.2233\text{ cm}^3$$

Y del punto 3 del diagrama conocemos:

$$T_3 = T_{max} = 600 = 873.15\text{ K}$$

$$p_3 = ?\text{ bar}$$

$$V_3 = V_2 = 143.2233\text{ cm}^3$$

Y de un proceso isométrico tenemos:

$$\frac{p_2}{T_2} = \frac{p_3}{T_3}$$

$$\frac{14.379}{333.15} = \frac{p_3}{873.15}$$

$$p_3 = 37.6858\text{ bar}$$

Ahora calculamos el calor

$$Q_{in} = {}_2Q_3 = mC_v(T_3 - T_2)$$

$$Q_{in} = {}_2Q_3 = (2.3126 \times 10^{-4} \text{ kg}) \left(3.1193 \frac{\text{KJ}}{\text{kg K}} \right) (873.15 - 333.15) \text{ K}$$

$$Q_{in} = {}_2Q_3 = 0.389541 \text{ KJ}$$

Proceso 3 a 4

Este es un proceso isotérmico a temperatura alta T_{alta} y tenemos los siguientes datos:

Punto 3

$$T_3 = T_h = 600 = 873.15 \text{ K}$$

$$p_3 = 37.6858 \text{ bar}$$

$$V_3 = 143.2233 \text{ cm}^3$$

Punto 4

$$T_3 = T_4 = 600^\circ \text{C} = 873.15 \text{ K}$$

$$p_4 = ? \text{ bar}$$

$$V_4 = 205.9494 \text{ cm}^3$$

En el proceso isotérmico el calor va hacer igual al trabajo ($Q=W$) y de las formulas del proceso isotérmico calcularemos la presión del punto 4:

$$p_3 V_3 = p_4 V_4$$

Y tenemos

$$(37.6858 \text{ bar})(143.2233 \text{ cm}^3) = p_4 (205.9494 \text{ cm}^3)$$

$$26.2076 \text{ bar} = p_4$$

y

$$Q_s = {}_3Q_4 = p_3 V_3 \ln \frac{V_4}{V_3}$$

$$Q_s = {}_3Q_4 = (37.6858 \text{ bar})(143.2233 \text{ cm}^3) \ln \left(\frac{205.9494 \text{ cm}^3}{143.2233 \text{ cm}^3} \right)$$

$$Q_s = 0.1960 = {}_3W_4$$

Proceso de 4 a 1

Este proceso es isométrico esto quiere decir a volumen constante y el trabajo va hacer igual a cero ($W=0$) y tenemos:

$$T_4 = 600^\circ C = 873.15 K$$

$$p_4 = 26.2076 \text{ bar}$$

$$V_4 = 205.9494 \text{ cm}^3$$

Y del punto 3 del diagrama conocemos:

$$T_1 = T_{max} = 60^\circ C = 333.15 K$$

$$p_1 = ? \text{ bar}$$

$$V_1 = V_4 = 205.9494 \text{ cm}^3$$

Como comprobación a la presión inicial:

$$\frac{p_4}{T_4} = \frac{p_1}{T_1}$$

$$\frac{26.2076 \text{ bar}}{873.15 K} = \frac{p_1}{333.15 K}$$

$$p_1 = 9.9994 \text{ bar}$$

Ahora calculamos el calor

$$Q_{out} = {}_4Q_1 = mC_v(T_1 - T_4)$$

$$Q_{out} = {}_4Q_1 = (2.3126 \times 10^{-4} \text{ kg})(3.1193 \frac{KJ}{kg K})(333.15 - 873.15)K$$

$$Q_{out} = {}_4Q_1 = -0.3895 KJ$$

Ahora calculamos la eficiencia:

$$W_{neto} = 0.1960 - 0.07480 = 0.1212 KJ$$

Y el

$$Q_T = Q_s = 0.1960 KJ$$

La eficiencia térmica va hacer igual

$$\eta_T = \frac{W_n}{Q_T} = \frac{0.121204 KJ}{0.196058} = 61.82\%$$

Y la eficiencia térmica de acuerdo por la temperatura

$$\eta_T = 1 - \frac{T_{baja}}{T_{alta}} = 1 - \frac{333.15}{873.15} = 61.84\%$$

Y ahora tenemos la potencia

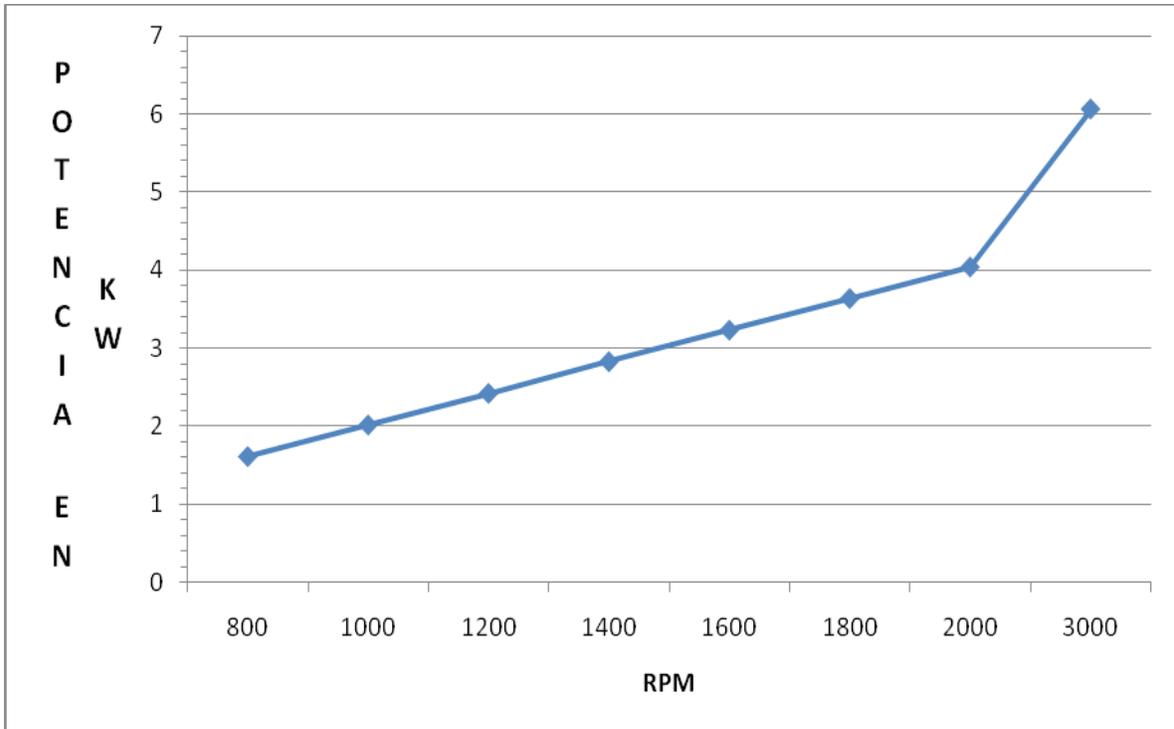
$$P_m = W_n \cdot n$$

$$P = 0.121204KJ \times 800 \frac{rev}{min} \times \frac{1min}{60seg} \times \frac{1 ciclo}{1 rev}$$

$$P = 1.6105KW$$

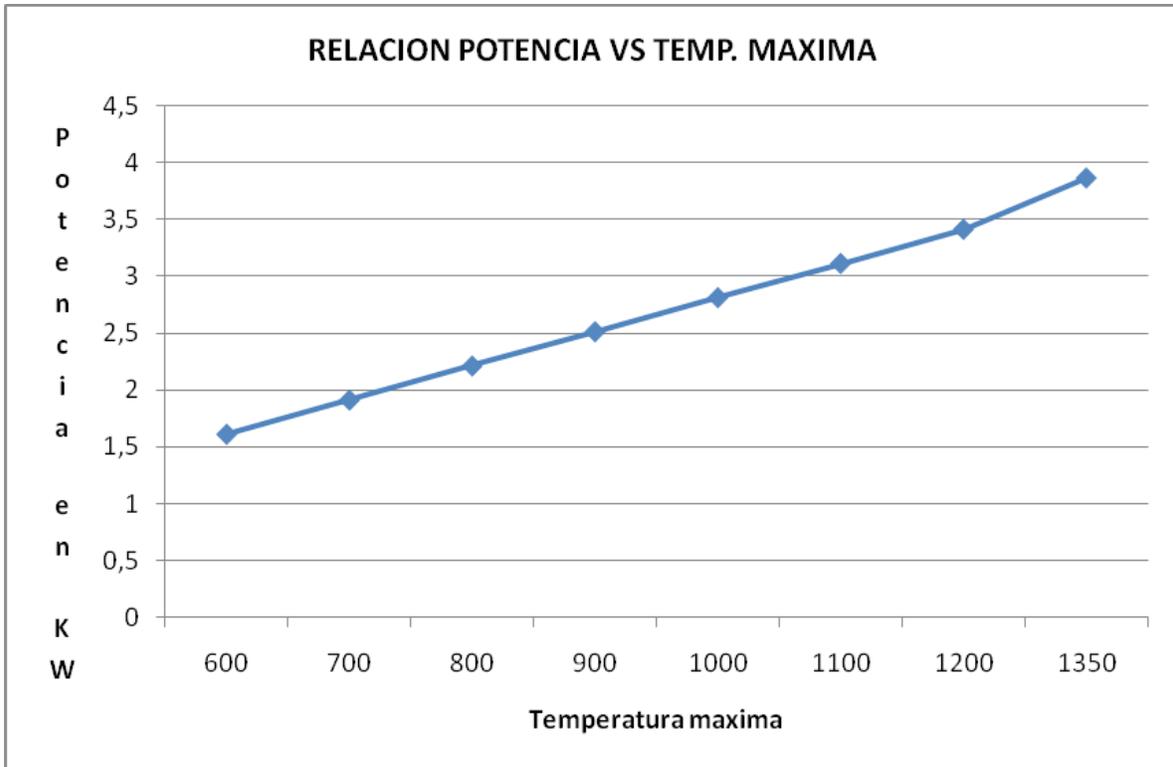
Por lo que tenemos también

RPM	Pi (Bar)	Tmin(°C)	Tmax(°C)	Volumen Especifico(m3/kg)	Wn(KJ)	P(KW)
800	10	60	600	0,619	0,121	1,617
1000	10	60	600	0,619	0,121	2,021
1200	10	60	600	0,619	0,121	2,425
1400	10	60	600	0,619	0,121	2,829
1600	10	60	600	0,619	0,121	3,233
1800	10	60	600	0,619	0,121	3,638
2000	10	60	600	0,619	0,121	4,042
3000	10	60	600	0,619	0,121	6,063



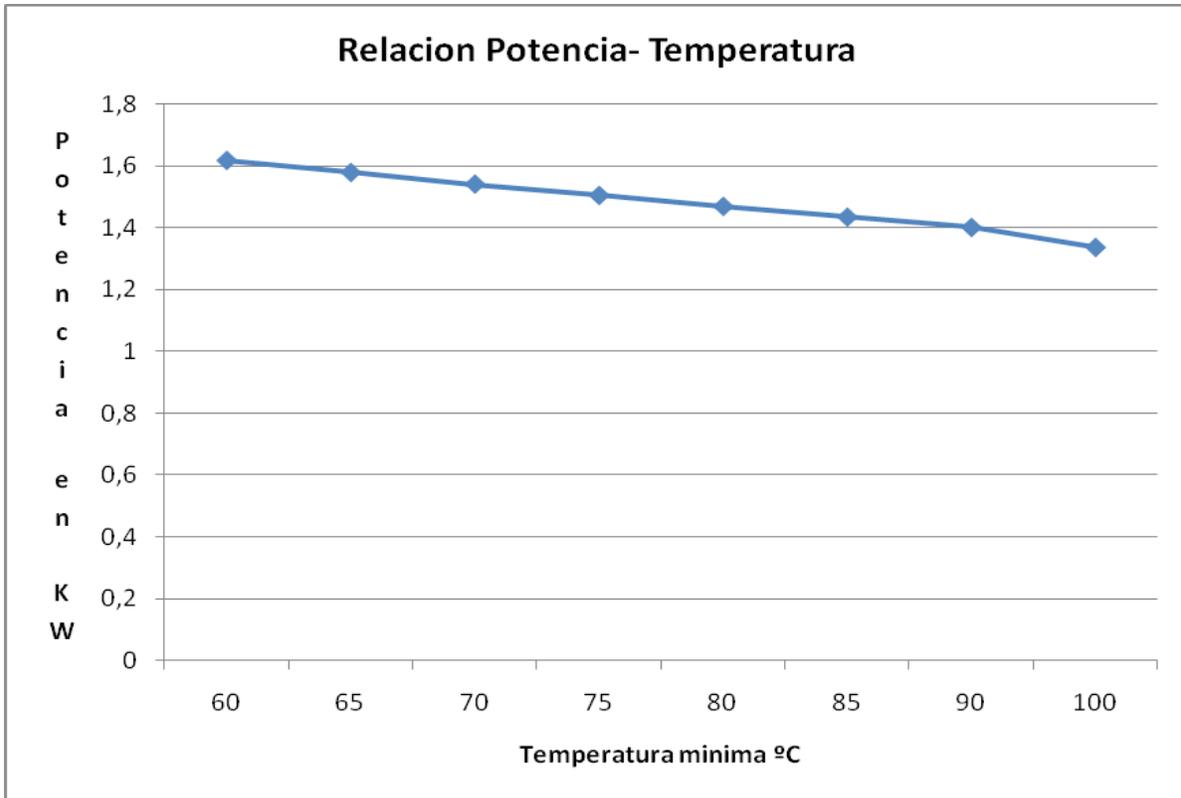
En la tabla de resultados podemos observar que las RPM son directamente proporcionales a la potencia de nuestro motor, pero que pasa si mantenemos unas RPM iguales y modificamos la temperatura máxima, por ejemplo a 800 RPM y temperatura mínima a 60°C

Pi (Bar)	Tmin(°C)	Tmax(°C)	1Q2(KJ)	2Q3 (KJ)	3Q4(KJ)	4Q1(KJ)	Wn(KJ)	P(KW)
10	60	600	-0,075	0,390	0,196	-0,390	0,121	1,617
10	60	700	-0,075	0,462	0,219	-0,462	0,144	1,916
10	60	800	-0,075	0,534	0,241	-0,534	0,166	2,215
10	60	900	-0,075	0,606	0,263	-0,606	0,189	2,515
10	60	1000	-0,075	0,678	0,286	-0,678	0,211	2,814
10	60	1100	-0,075	0,750	0,308	-0,750	0,234	3,114
10	60	1200	-0,075	0,822	0,331	-0,822	0,256	3,413
10	60	1350	-0,075	0,931	0,364	-0,931	0,290	3,862



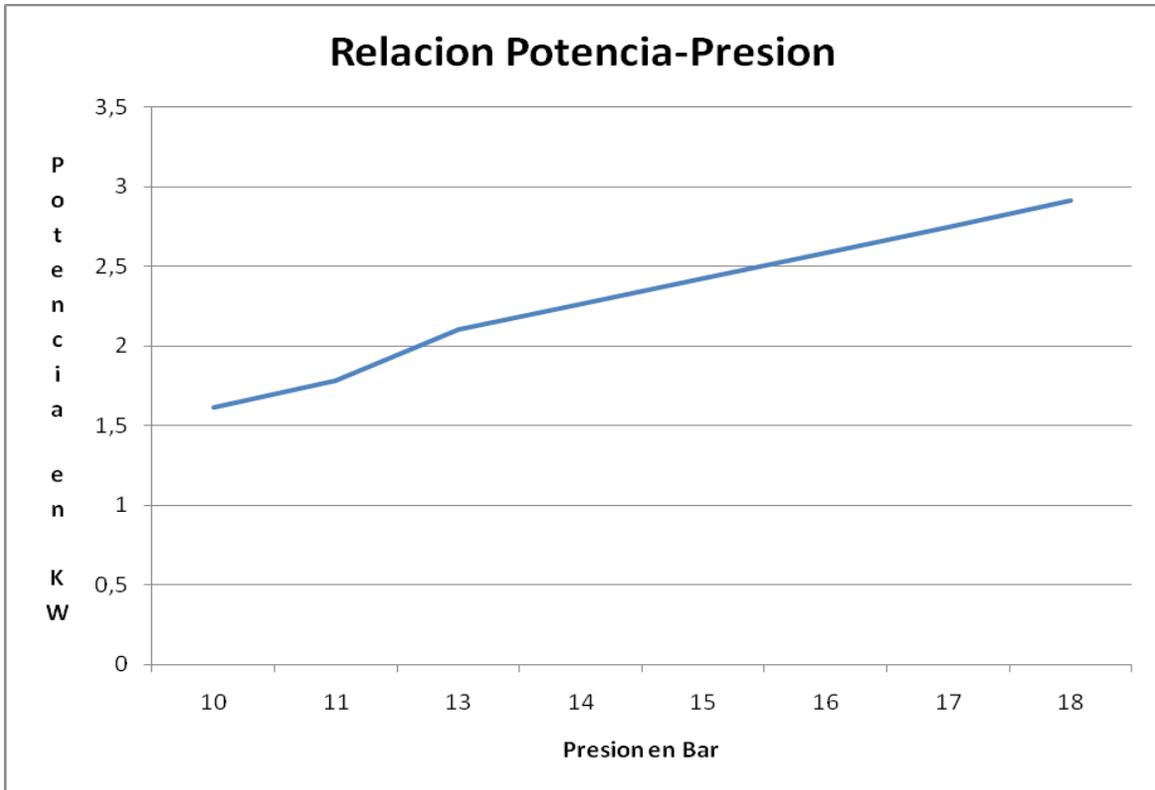
Al observar la tabla anterior podemos comprobar lo que teóricamente se menciona, entre mayor sea el delta de Temperatura se reflejado en el incremento de la potencia. Y a su contrario como muestra la siguiente tabla si el delta de temperatura disminuye se ve seriamente reflejada en la potencia del motor como en su funcionamiento.

Pi (Bar)	Tmin(°C)	Tmax(°C)	1Q2(KJ)	2Q3 (KJ)	3Q4(KJ)	4Q1(KJ)	Wn(KJ)	P(KW)
10	60	600	-0,075	0,390	0,196	-0,390	0,121	1,617
10	65	600	-0,075	0,386	0,193	-0,386	0,118	1,578
10	70	600	-0,075	0,382	0,190	-0,382	0,116	1,541
10	75	600	-0,075	0,379	0,188	-0,379	0,113	1,504
10	80	600	-0,075	0,375	0,185	-0,375	0,110	1,469
10	85	600	-0,075	0,372	0,182	-0,372	0,108	1,434
10	90	600	-0,075	0,368	0,180	-0,368	0,105	1,401
10	100	600	-0,075	0,361	0,175	-0,361	0,100	1,336



Si mantenemos las revoluciones a 800y el delta de temperatura de 540°C y variamos la presión:

Pi (Bar)	Volumen Especifico(m3/kg)	masa(Kg)	1Q2(KJ)	2Q3 (KJ)	3Q4(KJ)	4Q1(KJ)	Wn(KJ)	P(KW)
10	0,6193	0,000231	-0,075	0,390	0,196	-0,390	0,121	1,617
11	0,5630	0,000254	-0,082	0,428	0,216	-0,428	0,133	1,778
13	0,4764	0,000301	-0,097	0,506	0,255	-0,506	0,158	2,102
14	0,4424	0,000324	-0,105	0,545	0,274	-0,545	0,170	2,263
15	0,4129	0,000347	-0,112	0,584	0,294	-0,584	0,182	2,425
16	0,3871	0,000370	-0,120	0,623	0,314	-0,623	0,194	2,587
17	0,3643	0,000393	-0,127	0,662	0,333	-0,662	0,206	2,748
18	0,3441	0,000416	-0,135	0,701	0,353	-0,701	0,218	2,910



La presión es una parte importante del proyecto para poder desarrollarlo físicamente, como podemos observar en la tabla anterior nos cambia casi todos los valores a diferencia de las otras tablas. Y también al aumentar la presión aumenta nuestra potencia de motor como lógicamente la presión del interior del mismo por eso decimos que es parte importante de la fabricación del motor, ya que tendríamos que tener serio cuidado con los sellos.

6.2 DIBUJOS: DISEÑO EN AUTOCAD DEL MOTOR

El cilindro es parte donde trabajaran nuestros dos pistones después mencionados, debe de ser un material resistente a altas temperaturas, una aleación de aluminio o un acero inoxidable, el primero por su baja densidad y el segundo por su durabilidad.

Nuestro disipador de calor uno de los más importantes en el funcionamiento de un motor Stirling debido que la diferencia de calor dentro de nuestro cilindro genera el funcionamiento mecánico de este tipo de motor, debe ser de un material de alta capacidad de conductividad térmica, para poder disipar el calor general, aquí el material más conveniente para su construcción es el aluminio

El pistón desplazador tiene la función de llevar el gas de la zona caliente a la zona fría y viceversa, debe ser de una aleación de aluminio por su ligereza y propiedades como la resistencia a altas temperaturas

El pistón de fuerza es el que hace el trabajo y nos proporciona la energía mecánica, al igual que el desplazador debe de ser ligero

El tapón del pistón de fuerza tiene la misma función que el del desplazador: reducir el peso y hacer más ligero el interior del cilindro.

El sujetador del pistón de fuerza es quien va unir el motor Stirling con la salida de energía mecánica, la cual es la que aprovecharemos.

El volante de inercia parte esencial del mecanismo de salida de energía, ya como podemos ver el diseño el mayor peso lo tiene en su parte periférica, lo cual nos da la inercia para el buen funcionamiento del ciclo Stirling.

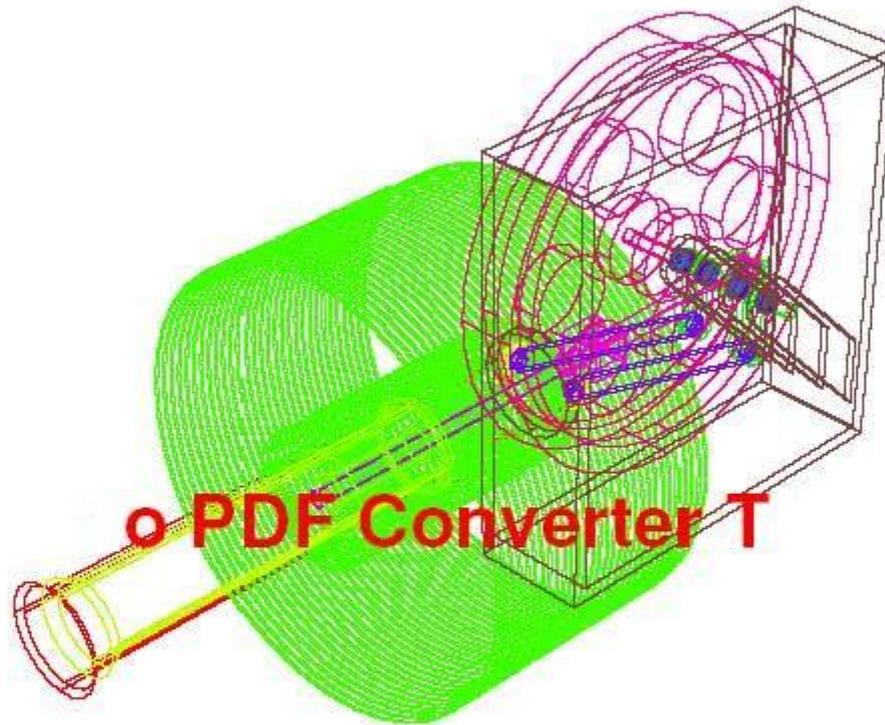
El conector desplazador es la pieza que conectara a este con las bielas que genera el movimiento

El vástago del desplazador conecta a este con el conector de bielas.

El balero del cigüeñal son rodamientos necesarios, el SKF 61806 es el que tiene las dimensiones necesarias para el tamaño de nuestro proyecto.

El cigüeñal es importante porque nos da la carrera de cada pistón y puede ser de hierro lo suficiente fuerte que soporte la fuerza radial a la que está expuesto

Las bielas pueden ser de alguna aleación de aluminio igual que la del pistón, suficientemente fuertes, van a transmitir el movimiento del cigüeñal y así dar la carrera correspondiente a cada pistón.



UNAM FES CUAUTITLAN

Tesis: Diseño de un motor Stirling Tipo Beta a 1/2 KW

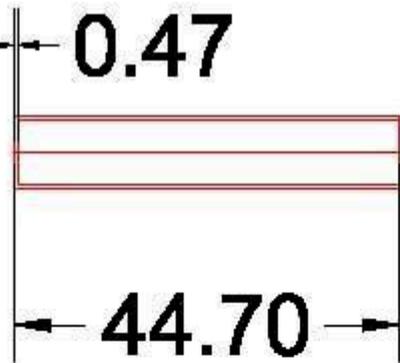
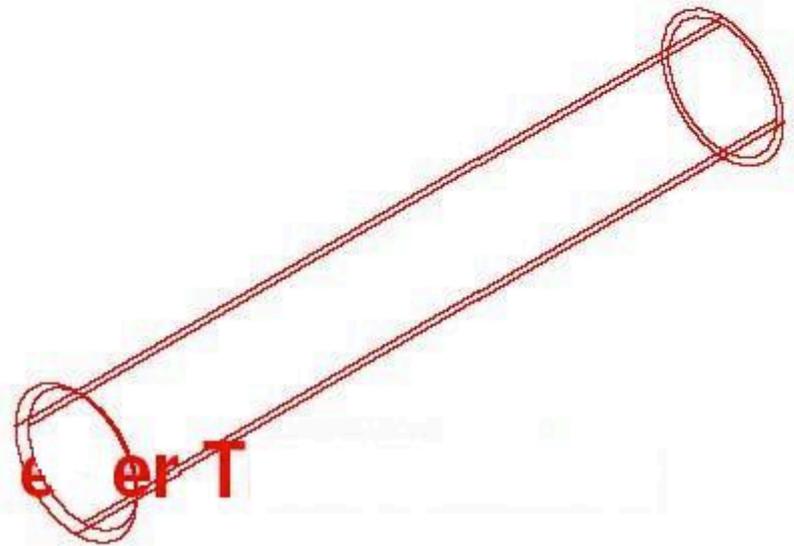
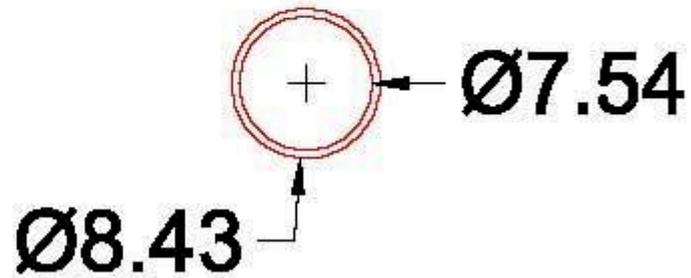
Acot.com

Escala Dibujo:
1-1
Escala de Hoja:
S/E

Motor Stirling Tipo Beta

Elaboro: Angel
Lecona Galindo
Vo.Bo.: Ing. José
A. Sánchez G.

Fecha:
29/09/2010



UNAM FES CUAUTITLAN

Tesis: Diseño de un motor Stirling Tipo Beta a 1/2 KW

No. de Piezas: 1

Acot.:cm

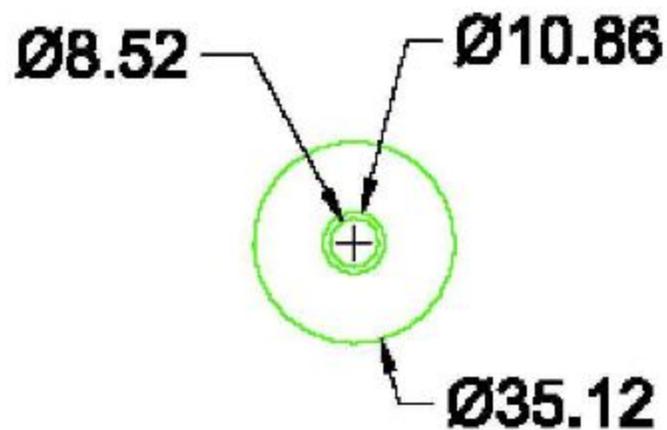
Escala Dibujo:
1:1

Escala de Hoja:
3/4 E

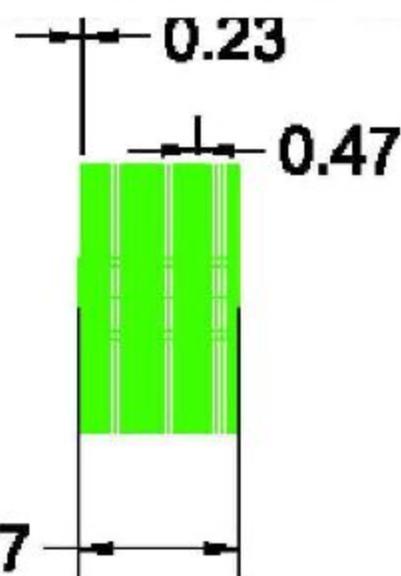
Cilindro

Elaboro: Angel
Lecona Galindo
Vo.Bo.: Ing. José
A. Sánchez G.

Fecha:
29/08/2010



Free Trial Version



UNAM FES CUAUTITLAN

Tema: Diseño de un motor Biring Tipo Beta a 1/2 KW

No. de Hojas: 2

Autores

Escala Dibuj:

1:1

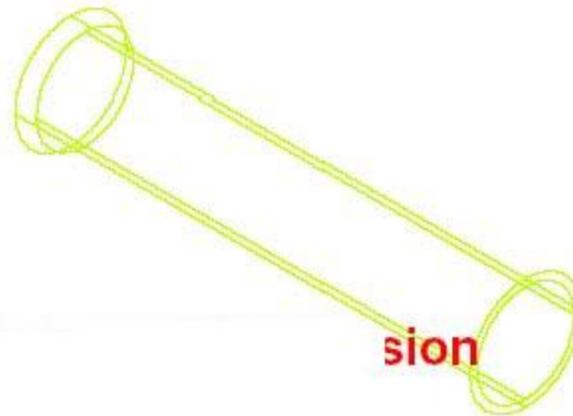
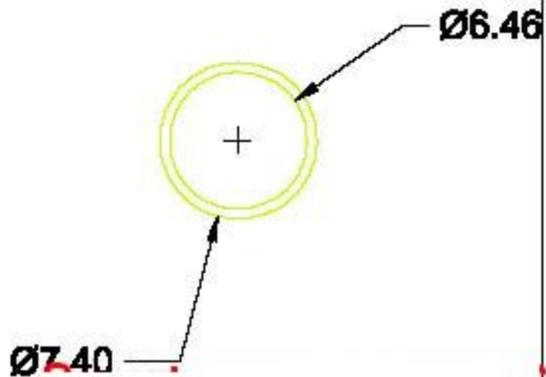
Escala de Hoja:

2:1

Disipador de Calor

Elaboró: Angel
Leonora Galindo
Vo.Bo.: Ing. José
A. Sánchez G.

Fecha:
28/02/2010



UNAM FES CUAUTITLAN

Tesis: Diseño de un motor Stirling Tipo Beta e 1/2 KW

No. de Piezas: 3

Axot.xm

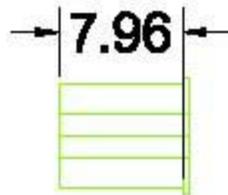
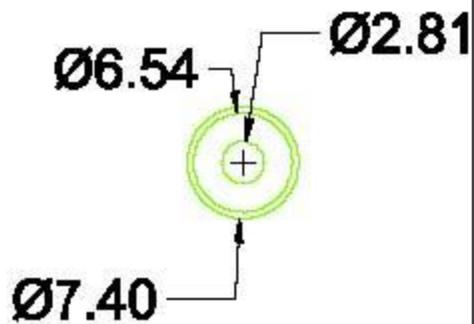
Fecha Dibujo:
1/1/2010

Escala de Hoja:
C/E

Piston de
Desplazador

Elaboro: Angel
Lacoma Galindo
Vo.Bo.: Ing. José
A. Sánchez G.

Fecha:
20/09/2010



UNAM FES CUAUTITLAN

Tema: Diseño de un motor Stirling Tipo Beta a 1/2 KW

No. de Hoja: 4

Acción:

Escala: Dibujo:

1:1

Escala de Hoja:

1:1

Topón de
Desplazador

Elaboro: Angel

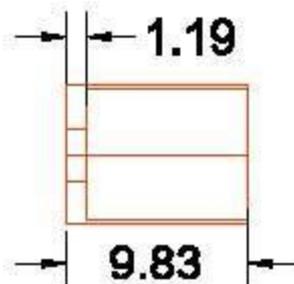
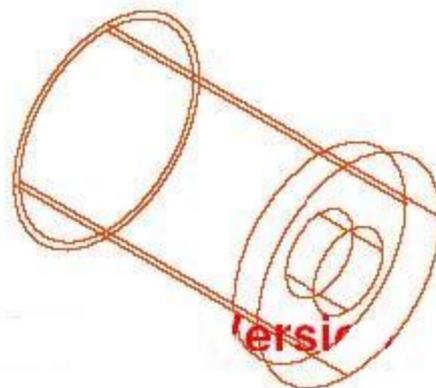
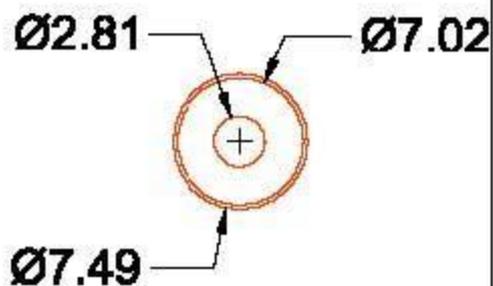
Leona Galindo

Vis. Bn.: Ing. José

A. Sánchez G.

Fecha:

23/08/2010



UNAM FES CUAUTITLAN

Tema: Diseño de un motor Stirling Tipo Beta a 1/2 KW

No. de Piezas: 5

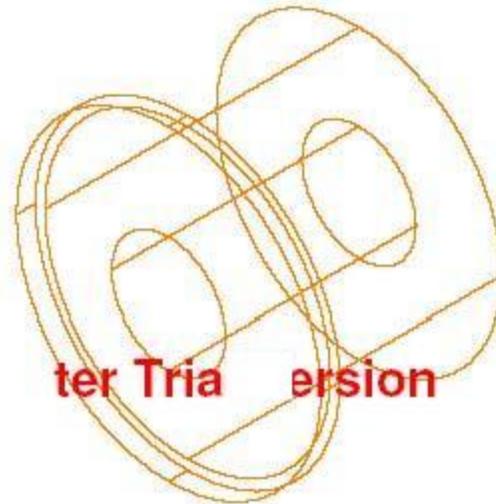
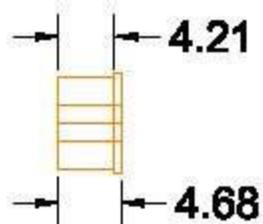
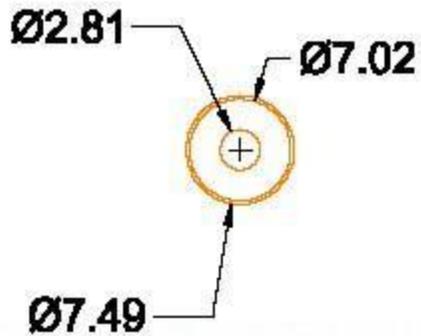
Acción

Escala Dibujo:
1:1
Escala de Hoja:
G/E

Pistón de Fuerza

Elaboró: Angel
Lezana Galindo
Vo.Bo.: Ing. José
A. Sánchez G.

Ficha:
20/09/2010



ter Tria ersion

UNAM FES CUAUTITLAN

Título: Diseño de un motor Stirling Tipo Bola a 1/2 KW

No. de Págs: 6

Aprobación

Escala Dibujo:
1:1

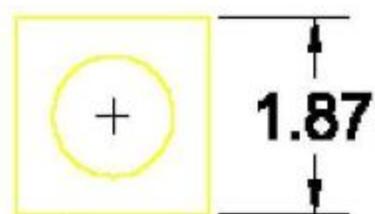
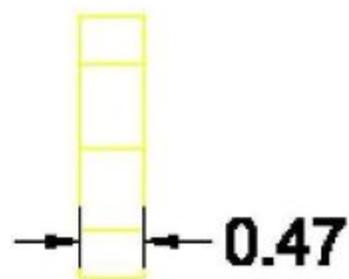
Fecha de Entrega:
20/02/10

Tapón de Pistón de
Fuerza

Elabora: Angel
Leones Galindo

Vo.Bo.: Ing. José
A. Sánchez G.

Fecha:
20/02/10



Ø2.50

UNAM FES CUAUTITLAN

Tesis: Diseño de un motor Stirling Tipo Beta a 1/2 KW

No. de Hojas: 7

Auto: Com

Escala Dibujo:

1:1

Escala de Hoja:

A5

Sujetador Pistón de
Fuerza

Dibujos: Angel

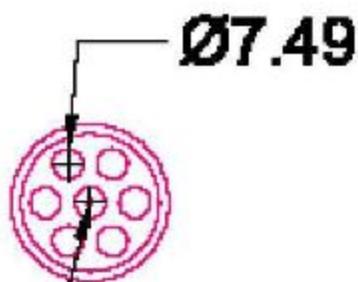
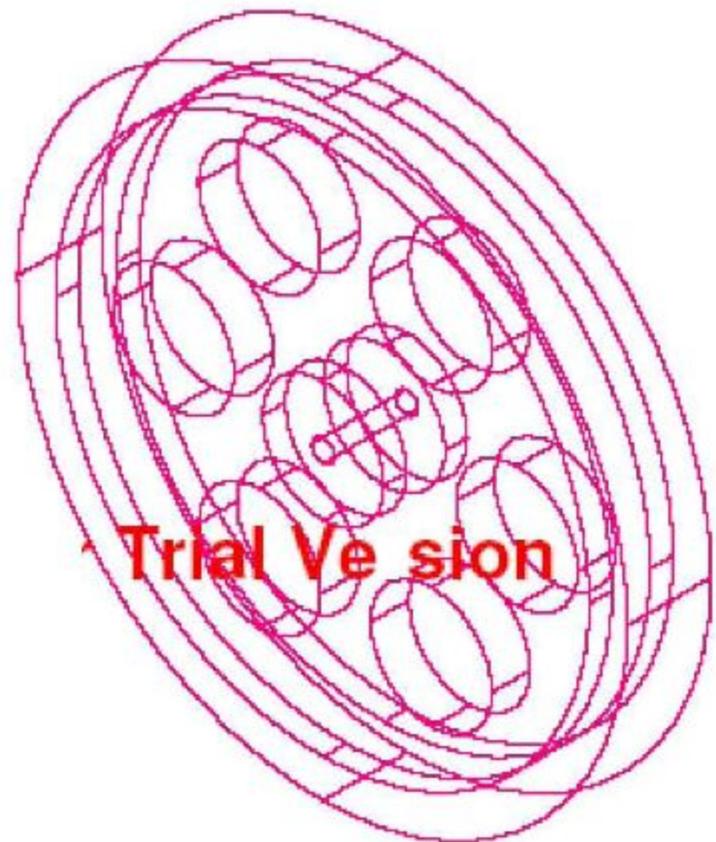
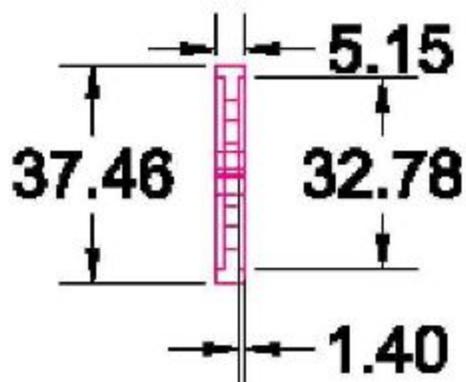
Lecaros Galindo

Va. Lic.: Ing. José

A. Sánchez G.

Fecha:

29/09/2010



$\text{Ø}1.40$

UNAM FES CUAUTITLAN

Tema: Diseño de un motor Stirling Tipo Beta a 1/2 KW

No. de Pieza: 5

Aut. Com

Escuela de Ingeniería

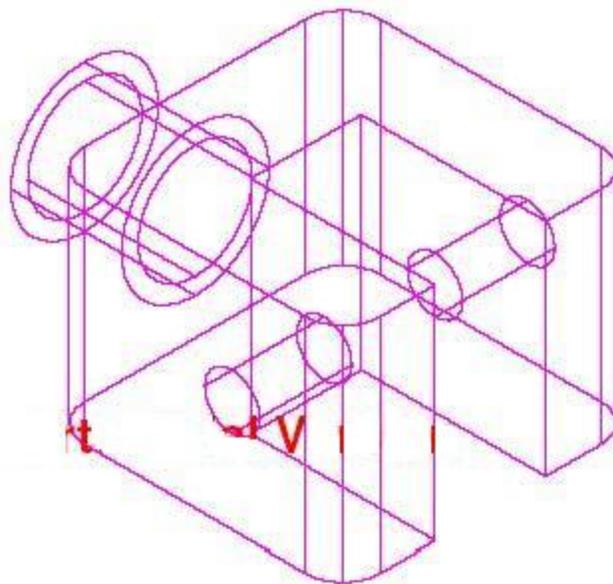
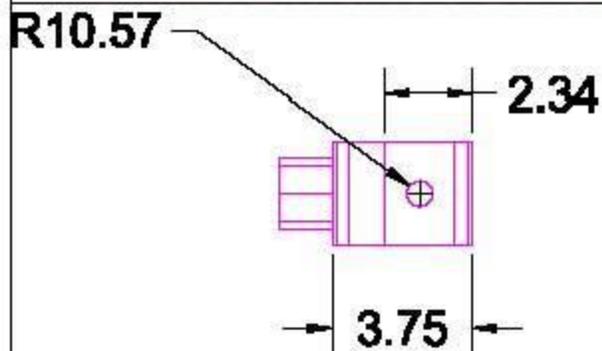
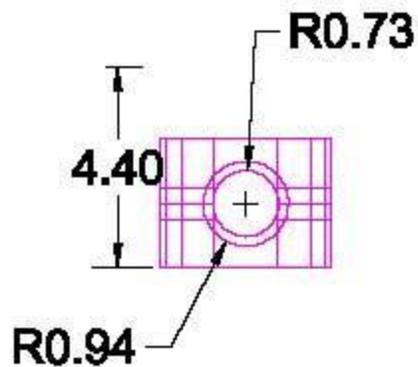
Escuela de Ingeniería

ME

Volante de Inercia

Elabora: Angel
Leona Galindo
V. Co.: Ing. José
A. Sánchez G.

Fecha:
29/09/2010



UNAM FES CUAUTITLAN

Tema: Diseño de un motor Stirling Tipo Beta a 1/2 KW

No. de Plazas: 9

Asesor:

Facultad Dibujo:

12

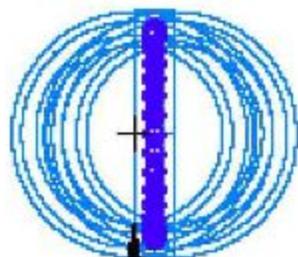
Escala de Hoja:

1:1

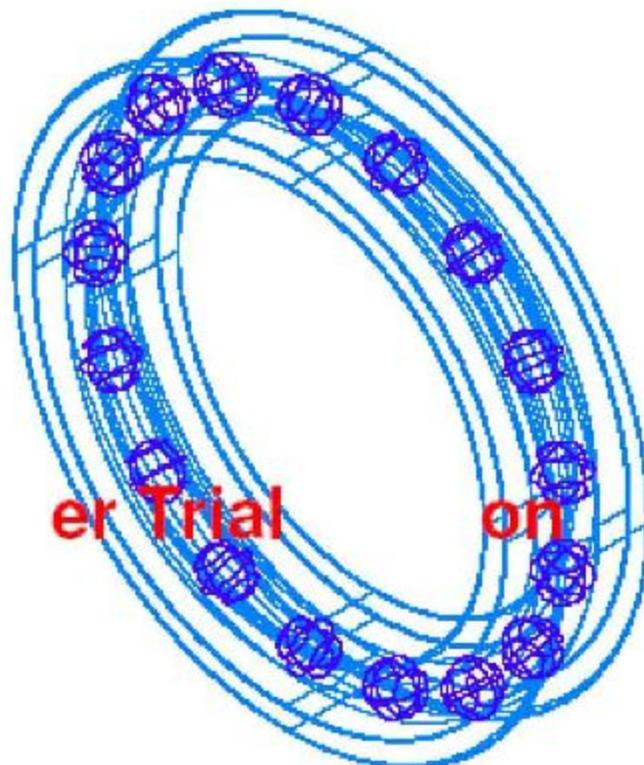
Conector del
Desplazador

Elaboró: Angel
León Galindo
Vo.Bo.: Ing. José
A. Sánchez G.

Fecha:
28/03/2010



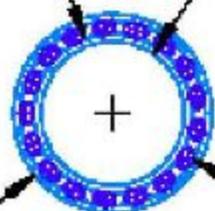
R0.7165



er Trial on

R0.7844

R0.7165



R0.9694

R0.9062

UNAM FES CUAUTITLAN

Tema: Diseño de un motor Stirling Tipo Beta a 1/2 KW

No. de Págs: 11

Asesor

Escuela de Ingeniería

11

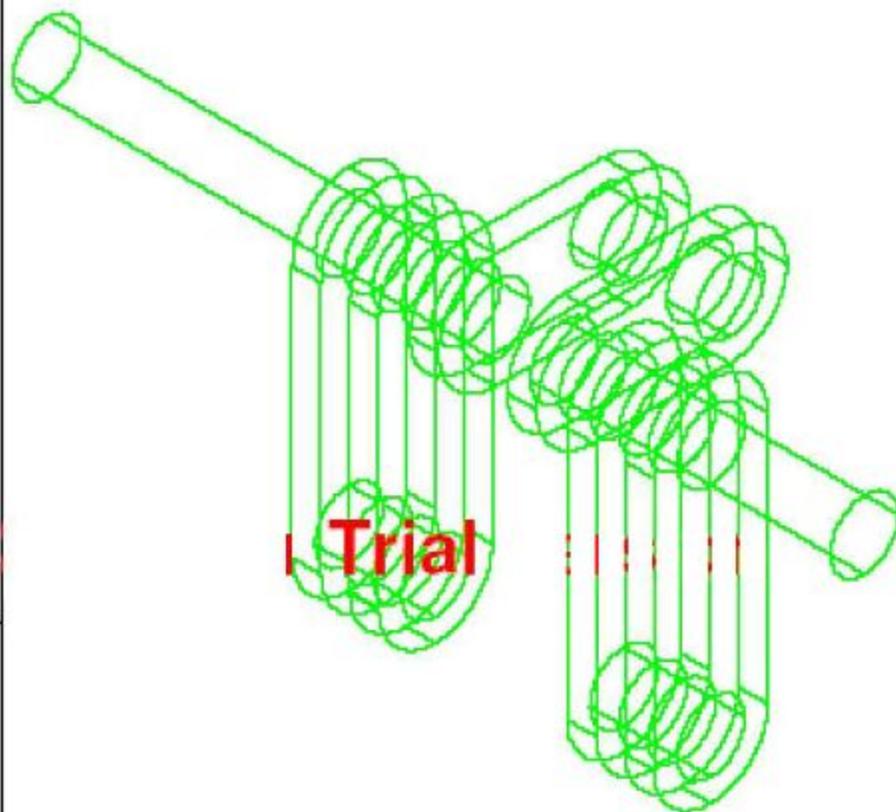
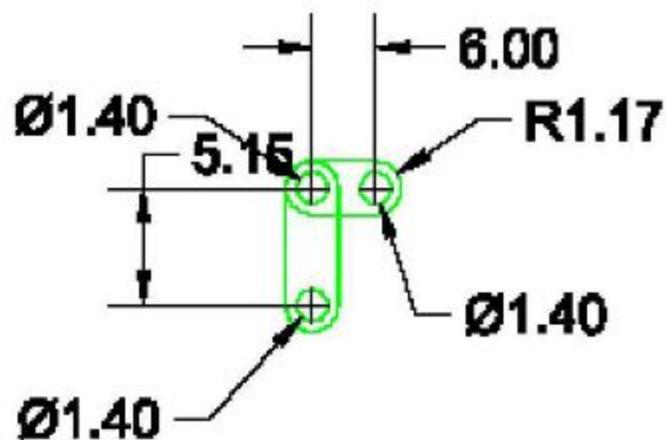
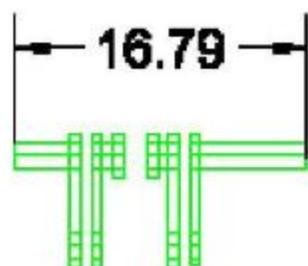
Escuela de Ingeniería

SE

Balero para Cigüeñal
SKF 61806

Elaboro: Angel
Leona Galindo
Visto: Ing. José
A. Sánchez Q.

Fecha:
26/02/2010



UNAM FES CUAUTITLAN

Tesis: Diseño de un motor Stirling Tipo Beta a 1/2 KW

No. de Placa: 12

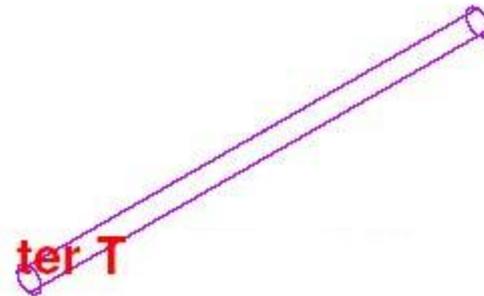
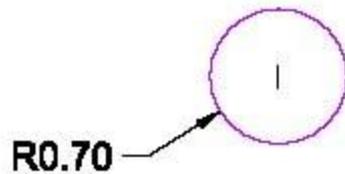
Asesor:

Escuela de Ingeniería
1:1
Facultad de Ingeniería
B/E

Olgueral

Elaboró: Angel
Lacort Galindo
Votó: Ing. José
A. Sánchez G.

Fecha:
29/09/2010



UNAM FES CUAUTITLAN

Tesis: Diseño de un motor Stirling Tipo Beta a 1/2 KW

No. de Píasa: 10

Acotación

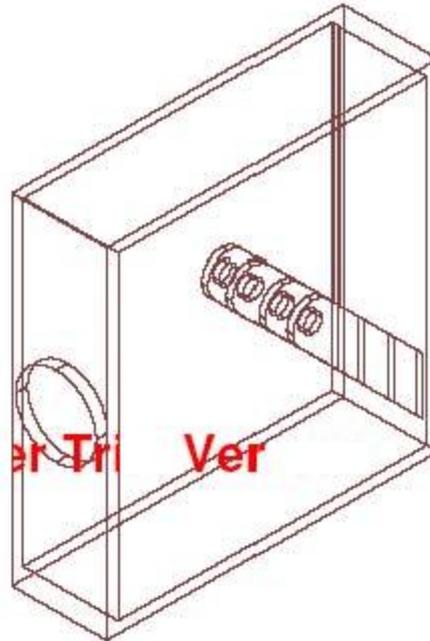
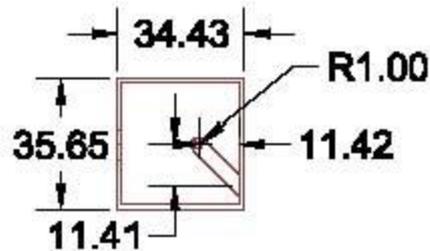
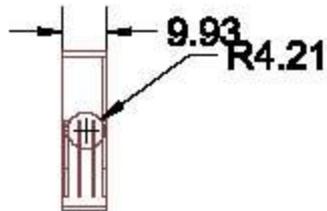
Escala: 1:1

Escala de Hoja: D/E

**Vástago para el pistón
Desplazado**

Elabora: Angel
Lacoma Galindo
Vr. En: Ing. José
A. Salazar G.

Fecha:
29/09/2010



UNAM FES CUAUTITLAN

Tesis: Diseño de un motor Stirling Tipo Beta a 1/2 KW

No. de Pieza: 18

Anal. 3D

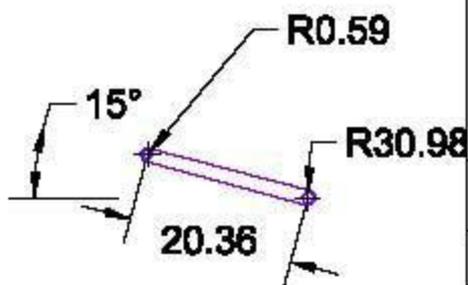
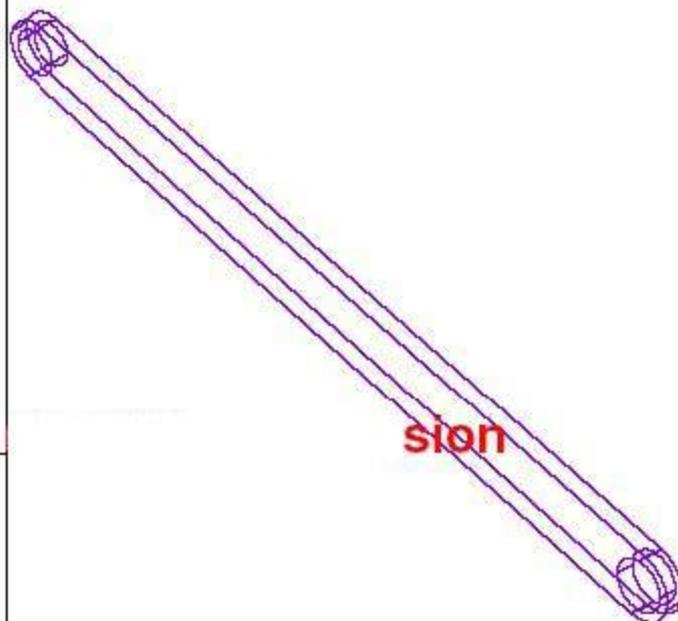
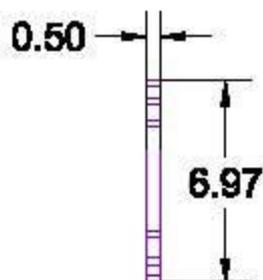
Escala Dibujo:
1:1

Escala de Hoja:
E/E

Base del motor

Elaboro: Angel
Leona Galindo
Vo.Ba.: Ing. José
A. Blázquez G.

Fecha:
29/09/2010



UNAM FES CUAUTITLAN

Tarea: Diseño de un motor Stirling Tipo Beta a 1/2 KW

No. de Pieza: 18

Auto: am

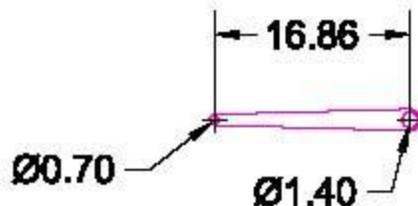
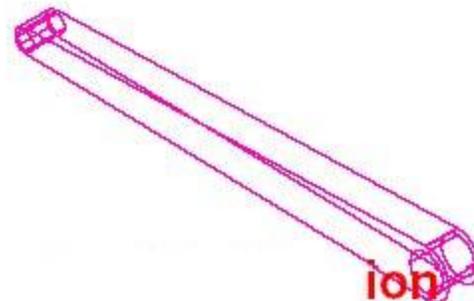
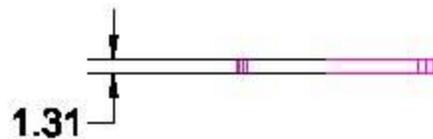
Pieza Dibujo:
1:1

Fecha de Hoja:
C/E

Biela de fuerza

Elabora: Angel
Lecona Galindo
Vo.Bu.: Ing. José
A. Sánchez G.

Fecha:
29/09/2010



UNAM FES CUAUTITLAN

Título: Diseño de un motor Stirling Tipo Beta a 1/2 KW

No. de Pieza: 16

Acab: zrn

Escala Dibujo:
1:1

Fecha de Hoja:
E/E

Biela de Desplazador

Elaboro: Angel
Leona Galindo
Vo.Ba.: Ing. José
A. Sánchez G.

Fecha:
28/02/2010

BIBLIOGRAFIA

- M. David Burghardt
Ingeniería Termodinámica
Segunda Edición

- **Termodinámica**
Sexta Edición
Kurt C. Rolle
Ed. Pearson

- **Termodinámica**
Sexta Edición
Faires / Simmang
Ed. Uteha

- **Manuel del Ingeniero Mecánico**
MARKS
Mc. Graw Hill

- **Solar Energy Thermal Processes**
Duffie and Beckman

- **Energía Solar**
Hans Rau

- **Transferencia de Calor**

Kern

- **Guía del Instalador de Energías Renovables**

Tomas Perales Benito

Limus

- **Maquinas Térmicas Motoras**

Álvarez Flores Jesús Andrés

Alfaom