



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA
MECÁNICA Y ELÉCTRICA**

**SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN
UNIDAD PROFESIONAL “ADOLFO LÓPEZ MATEOS”**

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

TESIS

**PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN CIENCIAS
CON LA ESPECIALIDAD EN
INGENIERÍA MECÁNICA**

PRESENTA

ING. SANDRA ARELLANO GONZÁLEZ

BAJO LA DIRECCIÓN DE:

**DIRECTOR: DR. SAMUEL ALCANTARA MONTES Y
CO DIRECTOR: DR. JOSÉ ÁNGEL L. ORTEGA HERRERA**





INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

SIP-14

ACTA DE REVISIÓN DE TESIS

En la Ciudad de México, D. F. siendo las 10:00 horas del día 21 del mes de Enero del 2011 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de Tesis designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de E. S. I. M. E. para examinar la tesis de titulada:

"DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA"

Presentada por el alumno:

ARELLANO

Apellido paterno

GONZÁLEZ

Apellido materno

SANDRA

Nombre(s)

Con registro:

A	0	8	0	1	4	2
---	---	---	---	---	---	---

aspirante de:

MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERIA MECÁNICA

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron **SU APROBACIÓN DE LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

LA COMISIÓN REVISORA

Directores de tesis


DR. SAMUEL ALCÁNTARA MONTES

Presidente


DR. JOSÉ ÁNGEL LOZEGARIO ORTEGA HERRERA

Segundo Vocal


DR. VALERY ROMANOVICH NOSSOV

Tercer Vocal


DR. JOSÉ ÁNGEL LOZEGARIO ORTEGA HERRERA

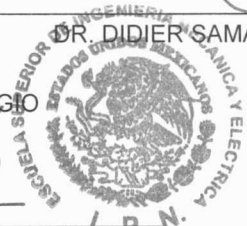
Secretario


M. EN C. CANDIDO PALACIOS MONTUFAR

EL PRESIDENTE DEL COLEGIO


DR. DIDIER SAMAYOA OCHOA


DR. JAIME ROBLES GARCÍA


I. P. N.
DIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE
POSGRADO E INVESTIGACIÓN



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO
CARTA CESIÓN DE DERECHOS

En la Ciudad de México, Distrito Federal, el día 11 del mes de Agosto del año 2010 el que suscribe **ING. SANDRA ARELLANO GONZÁLEZ** alumna del programa de **MAESTRÍA EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA**, con número de registro **A080142**, adscrito a la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la ESIME Unidad Zacatenco, manifiesta que es autor intelectual del presente trabajo de tesis bajo la dirección del **Dr. SAMUEL ALCÁNTARA MONTES Y Dr. JOSE ANGEL LODEGARIO ORTEGA HERRERA** y cede los derechos del trabajo titulado **“DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA”**, al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección: yanra2@msn.com

Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

ING. SANDRA ARELLANO GONZÁLEZ

AGRADECIMIENTOS

Agradezco al Instituto Politécnico Nacional y a la SEPI ESIME Zacatenco por brindarme la oportunidad de estudiar mi posgrado, a las instituciones CONACYT y COMECYT por las becas que se me otorgaron para el desarrollo de mi proyecto.

Gracias a mis directores de tesis el Dr. Samuel Alcántara Montes y el Dr. José Ángel L. Ortega Herrera por dirigir mi tesis y sobre todo por transmitirme sus conocimientos tanto para la tesis como para la vida misma.

Gracias a mi madre Elisa González Aguilera por su apoyo y comprensión en la diferentes situaciones a lo largo de mi maestría.

Gracias a Yonatan Ali Rodríguez Arias por ser un compañero de clases, amigo, colega y novio que siempre estuvo a mi lado y nunca me dejó tirar la toalla por más difícil que se pusiera el camino.

Gracias a todos mis amigos Francisco, Jaime, Jorge, Helvio, Baptiste y Zeus por la alegría y amistad sincera que siempre me brindaron.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

Dedicada a Yonatan Ali

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

INDICE GENERAL

RESUMEN

ABSTRACT

INTRODUCCIÓN

1. CAPITULO 1 ANTECEDENTES HISTÓRICOS

1.1. BREVE HISTORIA DEL MOTOR STIRLING

1.2. ESTADO ACTUAL DE LA TECNOLOGÍA

1.2.1. COLECTORES CILINDRO-PARABÓLICO

1.2.2. SISTEMAS DE RECEPTOR CENTRAL

1.2.3. SISTEMAS DE DISCOS PARABÓLICOS

1.2.4. SISTEMAS DE HORNOS SOLARES

2. CAPITULO 2 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL TERMOGENERADOR TIPO BETA.

2.1. TERMOGENERADOR.

2.1.1. MOTOR STIRLING TIPO BETA

2.1.2. DISCO CONCENTRADOR SOLAR PARÁBOLICO.

2.1.3. FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

3. CAPITULO 3 ANÁLISIS TERMICO DEL TERMOGENERADOR TIPO BETA.

3.1. ANÁLISIS TERMICO DEL CICLO STIRLING

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

3.1.1. TRABAJO DEL CICLO

3.1.2. EFICIENCIA DEL CICLO

3.1.3. PRESIÓN MEDIA TEÓRICA

3.1.4. POTENCIA

3.2. ANÁLISIS CINEMÁTICO DEL TERMOGENERADOR TIPO BETA

3.2.1. MOVIMIENTO DEL PISTÓN DE EXPANSIÓN

3.2.1.1. PISTÓN DE EXPANSIÓN.

3.2.1.2. VOLUMEN DE EXPANSIÓN

3.2.1.3. VELOCIDAD DEL PISTÓN

3.2.1.4. ACELERACIÓN DEL PISTÓN

3.2.1.5. FUERZAS ALTERNAS DE INERCIA

3.2.2. MOVIMIENTO DEL PISTÓN DE COMPRESIÓN.

3.2.2.1. PISTÓN DE COMPRESIÓN

3.2.2.2. VOLUMEN DE COMPRESIÓN

3.2.2.3. VELOCIDAD DEL PISTÓN

3.2.2.4. ACELERACIÓN DEL PISTÓN

3.2.2.5. FUERZAS ALTERNAS DE INERCIA

3.2.3. FUERZAS RESULTANTES PARA AMBOS PISTONES

3.2.4. FUERZAS DEL PAR MOTOR

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

3.3. ANÁLISIS TÉRMICO DEL TERMOGENERADOR TIPO BETA

3.3.1. VOLUMEN TOTAL

3.3.2. PRESIÓN INSTANTÁNEA

3.3.3. MASA TOTAL

3.3.4. REGENERADOR

4. CAPÍTULO 4 DISEÑO DEL TERMOGENERADOR TIPO BETA

4.1. DISEÑO CONCEPTUAL DEL TERMOGENERADOR TIPO BETA

4.2. DISEÑO DE LAS PARTES MECÁNICAS DEL TERMOGENERADOR TIPO BETA

4.2.1. DISEÑO DEL CILINDRO

4.2.2. DISEÑO DE LOS PISTONES

4.2.2.1. PISTÓN DE EXPANSIÓN

4.2.2.2. PISTÓN DE COMPRESIÓN

4.2.2.2.1. DISEÑO DEL PASADOR DEL PISTÓN DE COMPRESIÓN

4.2.3. DISEÑO DEL VOLANTE DEL MOTOR.

4.2.4. DISEÑO DEL EJE CIGÜEÑAL

CONCLUSIONES

BIBLIOGRAFÍA

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

RESUMEN

En el presente trabajo se realizaron los análisis termodinámicos y cinemáticos del motor Stirling para el termogenerador tipo beta, de los cuales se pudo obtener una metodología de diseño para lograr dimensionar el termogenerador y así poder fabricarlo. Gracias a la metodología es posible cambiar los parámetros de diseño y lograr obtener diferentes diseños de motores tipo beta. En este trabajo no se considera el cálculo del generador eléctrico y el almacenaje para la energía eléctrica. Se pueden seleccionar tomando en cuenta los parámetros del diseño del termogenerador.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

ABSTRACT

In this present study thermodynamic and kinematic analysis of the Stirling engine are performed for the beta type heat generator, which can be used to size the heat generator. Due to the methodology it is possible to change design parameters and achieve different beta type engine designs. In this work electric generator and the storage of electricity is not considered, it can be selected taking into account the design parameters of the heat generator.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

INTRODUCCIÓN

En la actualidad la demanda del consumo de la energía es demasiado grande sobretodo las energías que se obtienen de combustibles fósiles y nucleares ya que estas se están agotando, debido a esto es necesario desarrollar nuevas tecnologías que utilicen energías renovables, por ejemplo la energía de sol.

Actualmente, en todo el mundo se están realizando una gran cantidad de proyectos en los cuales se ocupa la energía del sol para generar energía eléctrica mediante termogeneradores. Estos termogeneradores reciben la luz del sol por medio de un concentrador solar parabólico el cual concentra los rayos de sol en su foco, donde se coloca el motor, cuando la energía del sol ha calentado el gas contenido dentro del motor este genera un trabajo generando el movimiento de un eje que está conectado a un generador eléctrico, posteriormente la energía eléctrica es almacenada o de igual forma se ocupa directamente para cubrir alguna necesidad.

Este tipo de tecnología se puede aplicar cuando se hayan agotado las fuentes de energía tradicionales, también sería de gran utilidad al llevar energía eléctrica en algún sitio en el cual sea difícil o costoso el tendido eléctrico. En nuestro país se encuentran muchos pueblos o localidades con estos problemas esta sería una solución al problema de electricidad.

El termogenerador cuenta con la innovación de un motor de combustión externa llamado motor Stirling, este motor tiene una eficiencia teórica igual a la del ciclo de Carnot, con la ventaja de que sus partes internas no se deterioran con la combustión.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA:

Uno de los principales problemas que enfrenta hoy en día nuestro país, es la contaminación que generan las diversas plantas de producción de energía eléctrica, debido a que los combustibles fósiles como el petróleo, el carbón y el gas liberan dióxido de carbono y otros gases de efecto invernadero que la ciencia vincula con el calentamiento global. Por lo tanto se ha despertado el interés por desarrollar nuevas tecnologías que por largo tiempo habían sido ignoradas, como es el caso del motor Stirling que podría permitir la generación de energía eléctrica de forma limpia y económica.

JUSTIFICACION:

En la actualidad las fuentes de energía no renovables son limitadas y se agotan a medida que se les consume. Las principales son la energía nuclear y los combustibles fósiles (el petróleo, el gas natural y el carbón).

La principal desventaja que presentan los combustibles fósiles es que su combustión genera emisiones de gases tales como dióxido de carbono, monóxido de carbono y otros gases que han contribuido y aún contribuyen a generar y potenciar el efecto invernadero, la lluvia ácida, la contaminación del aire, suelo y agua. Los efectos contaminantes no solo están vinculados a su combustión si no también a su transporte como son los derrames de petróleo y a los subproductos que originan hidrocarburos y derivados tóxicos. La situación se agrava cuando se considera la creciente demanda de energía, bienes y servicios, debido al incremento de la población mundial.

Por otro lado existen las fuentes de energía renovables o energías alternas, estas han contribuido en parte importantes a la energía utilizada por los humanos desde tiempos remotos, especialmente la solar, la eólica y la hidráulica.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

Se consideran una alternativa a las energías tradicionales no renovables, por su disponibilidad presentes y menor impacto ambiental.

La energía solar es una fuente de vida y origen de la mayoría de las demás formas de energía en la Tierra. Cada año la radiación solar aporta a la Tierra la energía equivalente a varios miles de veces la cantidad de energía que consume la humanidad.

De manera que es posible aprovechar de forma adecuada la radiación solar por medio de un termogenerador tipo beta, donde la radiación solar se transforma en otras formas de energía como por ejemplo la energía eléctrica.

Mostrando ventajas en el aprovechamiento de energía eléctrica, idóneo para zonas donde el tendido eléctrico no llega por ejemplo en los campos, islas o es dificultoso y costoso su traslado, además de que no producen contaminación ambiental y es una fuente de energía inagotable.

Por lo tanto, debido a las ventajas que muestra la energía solar, es de importancia desarrollar nuevas tecnologías como son los termogeneradores tipo beta para el aprovechamiento de la radiación solar.

ALCANCE:

Se creará una metodología de diseño para dimensionar el termogenerador tipo beta y construir un prototipo del mismo.

OBJETIVO GENERAL:

Diseñar un prototipo de un termogenerador tipo Beta que presente una solución eficiente en la búsqueda de fuentes alternativas de transformación de energía.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

CAPÍTULO 1

ANTECEDENTES HISTÓRICOS

1.1 MOTOR STIRLING.

Los motores termodinámicos se clasifican en endotérmicos (combustión interna) y exotérmicos (combustión externa). Como ejemplo de motores de combustión interna son los que se usan en los autos, estos funcionan con el ciclo Otto, los camiones, trenes y barcos con el ciclo Diesel, las plantas de potencia frecuentemente funcionan con el Rankine, mientras que las turbinas de gas funcionan con el ciclo Brayton. En los motores de combustión externa destaca uno en especial el motor Stirling cuyo ciclo fue de los primeros de los ciclos termodinámicos.

A principios de 1800 Robert Stirling, reverendo escocés, trabajaba en una máquina térmica que evitara los continuos accidentes producidos por la máquina de vapor. En 1816 consiguió la primera patente de lo que denominó motor de aire caliente. No solo consiguió lo que buscaba, que el sistema fuera más seguro que los motores de la época, sino que además era más eficiente que la máquina de vapor.

El primero en dar una explicación científica del motor de aire caliente fue M. Rankine en 1850 y aproximadamente un siglo mas tarde, el término motor Stirling fue creado por Rolf Meijer para describir todos los motores de gas de ciclo cerrado y regenerativos.

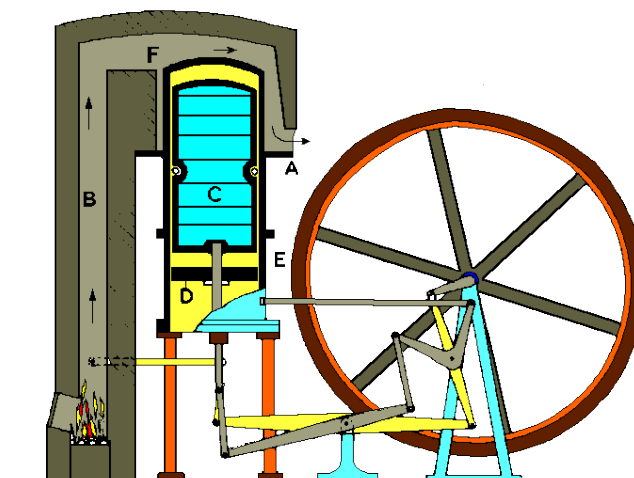


Fig. 1.- Motor original de Robert Stirling

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

La primera patente para un motor que usaba aire como fluido de trabajo data de 1759 y fue obtenida por Henry Wood. Una serie de patentes fue obtenida por John Ericson ingeniero sueco, que tuvo notable éxito en el montaje de un práctico motor Stirling de 0.5 a 5 caballos de potencia hacia 1850.

Debido a la mejor eficiencia, en aquellos momentos, de los motores de combustión interna ciclo Otto y Diesel, el motor Stirling fue paulatinamente olvidado. No fue hasta 1950 cuando la empresa Philips construyo un generador eléctrico portátil basado en ésta tecnología.

En la actualidad la aplicación del motor Stirling se usa, para generar energía eléctrica utilizando energía renovable como es la luz del sol.

1.2 ESTADO ACTUAL DE LA TECNOLOGÍA SOLAR.

En esta investigación se contemplaran cuatro tipos de colectores solares: colectores cilindro-parabólicos, sistemas de receptor central/centrales de torre, discos parabólicos y hornos solares.

1.2.1 COLECTORES CILINDRO-PARABÓLICOS.

La tecnología de colectores cilindro-parabólicos aplicada a la producción de electricidad, en la que fué pionera la planta DCS (Distributed Colector System, 1981) de la Plataforma Solar de Almería, goza de elevada madurez técnica y comercial. Esto es debido a la valiosa experiencia aportada por las plantas solares SEGS (Solar Electric Generating System) de California, que en la actualidad producen mas del 90% de la energía solar termoeléctrica mundial. Estas nueve plantas, construidas entre 1984-1991 y situadas en el desierto de Mojave, cuenta con un campo de colectores cuya extensión supera los 2 millones de metros cuadrados y utilizan como fluido termoportador aceites sintéticos. Representan un total de 354 MW conectados a la red eléctrica,

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

distribuidos en plantas con potencias entre 14 y 80 MW sin sistemas de almacenamiento térmico (excepto una) y con calderas auxiliares de gas.



Planta Solar KJC en el desierto de Mojave, canal parabólico en primer plano

EL COLECTOR

Los espejos y tubos absorbentes se montan con gran exactitud sobre la estructura portante de acero. Este conjunto se denomina colector.

La estructura portante se ancla al suelo utilizando pilotes de hormigón y acero. Un accionamiento hidráulico permite orientar simultáneamente, según la trayectoria este- oeste del sol, estos lazos de colectores de 150 metros de largo, con una exactitud que llega al nivel de décimas de milímetro.

Desde el centro de mando de la central eléctrica se controlan por ordenador los colectores. Durante este proceso se transmiten individualmente informaciones de cada unidad de colector.

Cuando sale o se oculta el sol la orientación de los colectores ocurre automáticamente. 624 sensores repartidos en el campo solar se encargan de controlar de manera precisa la orientación de cada unidad de colector según su trayectoria del sol.

1.2.2 SISTEMAS DE RECEPTOR CENTRAL

Una central térmica solar o central termosolar es una instalación industrial en la que, a partir del calentamiento de un fluido mediante radiación solar y su uso en un ciclo termodinámico convencional, se produce la potencia necesaria para mover un alternador para generación de energía eléctrica como en una central térmica clásica.

Constructivamente, es necesario concentrar la radiación solar para que se puedan alcanzar temperaturas elevadas, de 300 ° C hasta 1000 ° C, y obtener así un rendimiento aceptable en el ciclo termodinámico, que no se podría obtener con temperaturas más bajas. La captación y concentración de los rayos solares se hacen por medio de espejos con orientación automática que apuntan a una torre central donde se calienta el fluido, o con mecanismos más pequeños de geometría parabólica. El conjunto de la superficie reflectante y su dispositivo de orientación se denomina heliostato.

Los fluidos y ciclos termodinámicos escogidos en las configuraciones experimentales que se han ensayado, así como los motores que implican, son variados, y van desde el ciclo Rankine (centrales nucleares, térmicas de carbón) hasta el ciclo Brayton (centrales de gas natural) pasando por muchas otras variedades como el motor de Stirling, siendo las más utilizadas las que combinan la energía termosolar con el gas natural.

Los sistemas de receptor central, después de la fase de escalado y demostración del concepto, se encuentran hoy en día a punto de comenzar su primera etapa de explotación comercial. El ensayo de más de 10 pequeñas instalaciones experimentales de este tipo (0.5–10 MW), principalmente en los años 80 del pasado siglo, sirvió para demostrar la viabilidad técnica del concepto y su capacidad para operar con grandes sistemas de almacenamiento térmico. La experiencia más extensa ha tenido lugar en varios proyectos desarrollados en las plantas piloto Solar One y Solar Two en Barstow (California) y en la Plataforma Solar de Almería.

Solar One, con una potencia de 10 MW, se mantuvo operativa de 1982 a 1988 y utilizó vapor de agua como fluido termoportador. La ausencia de un sistema

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

eficiente de almacenamiento térmico en Solar One condujo al desarrollo de la tecnología de sales fundidas. El proyecto Solar Two realizado en California, entre 1996 y 1999 ha demostrado el bajo coste y la fiabilidad de las sales como fluido térmico.

Al mismo tiempo, en la Plataforma Solar de Almería, se validó el concepto de receptor volumétrico refrigerado por aire con el “Phoebus Technology Solar Air Receiver” en la planta TSA, de 1 MW y con un sistema de almacenamiento térmico en pellets cerámicos.



Antigua central térmica solar (Solar Two) en Barstow, CA. Hoy observatorio astronómico para contemplar la Radiación de Cherenkov.

1.2.3 SISTEMAS DE DISCOS PARABÓLICOS

Los discos parabólicos han evolucionado tanto en Europa como en EE.UU. hacia la construcción de unidades autónomas conectadas a motores Stirling situados en el foco, con potencias de 7-25 kW. Los sistemas disco-Stirling presentan una alta eficiencia en la conversión de la radiación solar en energía eléctrica, entre 25-30%, en condiciones nominales de operación. Además, se pueden conseguir relaciones de concentración superiores a 3000, lo que permite alcanzar temperaturas entre 650 y 800°C y eficiencias nominales en los motores Stirling entre 30-40%.

La experiencia operacional con sistemas de discos Stirling se circunscribe a unas pocas unidades ensayadas fundamentalmente en EE.UU., Europa y Australia, y, en España en la Plataforma Solar de Almería. La primera generación de discos estuvo formada por configuraciones facetadas de vidrio/metall, que se caracterizaron por unas altas concentraciones ($C=3000$) y excelentes resultados, pero a precios muy elevados (estimaciones por encima de 300 Euro/m² para grandes producciones) y estructuras muy pesadas. El disco Vanguard fue operado en Rancho Mairage (California) en el desierto de Mojave durante un periodo de 18 meses (Febrero 1984-Julio 1985) y llevaba un motor/generador de 25 kW de United Stirling AB. El gas de trabajo era hidrógeno y la temperatura de 720°C. Posteriormente, entre 1984-1988, McDonnell Douglas desarrolló un disco con la misma tecnología pero con algunas mejoras. Se construyeron seis unidades de 25 kW que operaron varias compañías eléctricas. Transferida a Boeing, la licencia de la tecnología la posee el consorcio SES, que desde 1988 está relanzando su aplicación con la denominación de disco SES/Boeing. El nuevo prototipo ha acumulado más de 8000 horas de operación.

A principios de 2006, se aprobó en California el proyecto Stirling Energy Systems of Arizona 2 (SES 2). Este proyecto podría tratarse de la primera instalación de envergadura de discos Stirling en el mundo. La planta de 300 MW y un total de 12000 discos reflectores con receptores de hidrógeno, se ubicará en el desierto de Imperial Valley. Cabe esperar que este proyecto marque el despegue del mercado para las turbinas Stirling.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

Hay que reseñar otros desarrollos en EE.UU. involucrando a empresas como LaJet, Solar Kinetics, SAIC, Acurex y WG.

En Europa, los principales desarrollos se han llevado a cabo por empresas alemanas (Steinmüller; SBP y SOLO Kleinmotoren). Éstas desarrollaron seis unidades de 9-10 KW, tres de ellas ensayadas en la Plataforma Solar de Almería, con más de 30000 horas de operación. Se trata de sistemas que conllevan una significativa reducción de costes, aunque a cambio de menores rendimientos. El motor trabaja con helio a 630°C y presenta rendimientos de los 20 %, sensiblemente inferiores a los planteados por Boeing/SES. El proyecto europeo EURODISH (1998-2001), con participación de empresas españolas (Inabensa, CIEMAT-PSA), mejoró los prototipos anteriores (rediseño del concentrador y motor, revisión y simplificación del sistema de seguimiento y control, utilización de hidrógeno como fluido termoportador, etc.). Se construyeron tres unidades EURODISH ensayadas en Vellore (India), Milán (Italia) y la Plataforma Solar de Almería.

Posteriormente, el proyecto alemán ENVIRODISH (2002-2005), además de incorporar mejoras de los componentes del prototipo EURODISH, comenzó a preparar su introducción en el mercado. Así, en el año 2004 se construyeron tres unidades de referencia en Odeillo (Francia), Sevilla y Würzburg (Alemania). La potencia generada por las dos últimas se vende a tarifa de las redes eléctricas española y alemana.

En Australia, ya en el año 1978, el *Energy Research Center* (ERC) de la Universidad de Camberra construyó en White Cliffs una de las primeras centrales termoeléctricas del mundo, constituida por 14 discos parabólicos de 20 m² que funcionaron durante varios años. *Solar Systems* convirtió la planta termoeléctrica en fotovoltaica. Posteriormente, ERC construyó y ensayó un disco parabólico de 400 m² y 50 kW. *Solar Systems* también ha construido desde entonces varios prototipos de discos parabólicos.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA



Un sistema DISTAL I en operación en la Plataforma Solar de Almería



Unidad DISTAL II

1.2.4 SISTEMAS DE HORNOS SOLARES

Los hornos solares son sistemas basados en una doble concentración de la radiación solar, generalmente un campo de helióstatos y un disco.

Su desarrollo está aún a nivel de investigación, en Europa se cuenta con el horno solar de la PSA-CIEMAT (50 kW), PSI-Suizo (45 kW) y el DLR alemán (25 kW), y ya a mayor escala destaca el que se encuentra en IMP-Odeillo con 1000 kW de potencia y temperaturas máximas alcanzables de 3800°C.

Su campo de aplicación comprende principalmente ensayos de materiales, tanto en condiciones ambientales como en atmósferas controladas o vacías, y experimentos de química solar mediante sistemas receptores asociados a reactores químicos.

Actualmente, se está diversificando el campo de aplicación de estos sistemas de alta concentración solar y se estudia el desarrollo de diferentes reactores que permitan el aporte de calor a procesos industriales y de eliminación de residuos que requieran elevadas temperaturas. Entre ellos cabe destacar diferentes rutas de producción de hidrógeno; los procesos de destoxificación de agua y aire; la síntesis de metales y semiconductores (Zn, Ca, Fe, Na, Mn, Al-Si, etc.); y la síntesis de otros materiales, como carburos y nitruros metálicos, y nanotubos de carbono. Al mismo tiempo, se están mejorando los sistemas de control de este tipo de sistemas de concentración solar para conseguir una mayor estabilidad de la temperatura y del flujo de radiación solar concentrada en el foco.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA



Horno solar de Odeillo

CAPÍTULO 2

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL TERMOGENERADOR TIPO BETA

2.1 TERMOGENERADOR

La generación de electricidad partiendo de medios renovables está adquiriendo gran importancia en los últimos años, gracias a las experiencias obtenidas de todos los proyectos que se están generando alrededor del mundo, con el desarrollo de nuevos sistemas generadores de electricidad, a través de sistemas térmicos, hace que sea muy interesante profundizar el desarrollo de sistemas alternativos a los tradicionales.

Por ello, se ha desarrollado un sistema intermedio capaz de producir corriente eléctrica a partir de la acumulación de calor, como alternativa a la generación eléctrica con placas fotovoltaicas al que llamamos termogenerador.

El funcionamiento del sistema se basa en dos componentes básicos

- Motor Stirling tipo Beta.
- Disco Concentrador Solar Parabólico

2.1.1 MOTOR STIRLING

Este motor podemos clasificarlo como Motor de Combustión Externa o Motor de aire caliente. Es decir, el calor que emplea el motor para funcionar se suministra desde el exterior.

Los motores Stirling son silenciosos, puesto que no son motores de explosión. Este tipo de motor aplica el calor al pistón por inducción y éste por la expansión de los gases en su interior produce un trabajo neto en función de la cantidad de calor de entrada y de salida.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

Como desventaja del sistema podemos destacar que estos motores tienen un tiempo de reacción muy lento, o sea, que desde que aumenta la temperatura hasta que se traduce en potencia efectiva tarda algo de tiempo, y para los vehículos a motor, esto no es bueno, puesto que un automóvil necesita mucha potencia en poco tiempo. Sin embargo si tendría aplicaciones en motores de barcos e incluso aviones.

2.1.2 PARTES DEL MOTOR

Block. Es el cuerpo del motor, y este contiene los cilindros, hechos de hierro fundido o aluminio.

Biela. La biela conecta el pistón con la manivela, usualmente está hecha de acero o aleaciones forjadas en la mayoría de los motores pero para motores pequeños son de aluminio.

Las bielas tienen por función transformar el movimiento rectilíneo alternativo del pistón en un movimiento circular continuo en el eje del cigüeñal. La biela se encuentra constituida por:

Cabeza. Es la porción superior de la biela, destinada a la unión con el pistón, para la cual se le proporciona de un alojamiento para el pasador.

Cuerpo de la Biela. Es la porción de la biela, de suficiente solidez para recibir la carga generada por la expansión de los gases y transmitirla al cigüeñal.

Pie de la Biela. Es la parte inferior de la biela, su propósito es el de conectar la biela con el eje del cigüeñal.

Manivela. Es un eje rotante que entrega trabajo dado por el motor a un sistema externo. Esta rota debido al movimiento reciprocante de los pistones y la biela, conectados a la manivela la cual esta colocada a una distancia del eje de rotación.

A esta distancia se la llama radio de manivela.

Cilindro. Son cilindros en los cuales los pistones realizan su movimiento reciprocante hacia tras y hacia adelante. Las paredes del cilindro tienen un

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

acabado fino en su superficie. Los cilindros pueden ser maquinados directamente en el bloque del motor, o hechos de un metal muy duro para soportar las presiones de trabajo.

Pistón. Es la masa reciprocante de forma cilíndrica que transmite las fuerzas debidas a la presión del fluido hacia la manivela. La parte superior del pistón es llamada corona y sus lados son llamados falda.

Los pistones son hechos de hierro fundido, acero o aluminio.

Los anillos del pistón son anillos de metal insertados en ranuras circunferenciales alrededor del pistón formando una superficie deslizante en las paredes del cilindro.

Cerca de la superficie del pistón están usualmente dos o mas anillos de compresión teniendo un acabado fino en su superficie, de acero cromado. El propósito de este es para obtener un sello entre el pistón y las paredes del cilindro; para evitar una fuga de los gases por el pistón hacia el interior del motor.

Volante de Inercia. Es una pieza de forma circular y planas en sus caras. Su función es la de acumular energía cinética, proporcionada por el giro del cigüeñal a fin de permitir (por inercia) los movimientos del pistón después de haber entregado la fuerza de la expansión de los gases en combustión.

2.1.2 CONCENTRADOR SOLAR

Mediante un captador se utiliza el calor del sol para incrementar la temperatura de un fluido que circula por su interior. Mediante un concentrador solar parabólico podemos concentrar la radiación solar en un solo punto. Esta concentración permite que se alcance temperaturas que serían imposibles de obtener mediante captadores planos.

2.1.3 FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

Una vez adaptado los dos componentes al sistema, el funcionamiento del mismo es simple: el concentrador solar parabólico concentra los rayos solares en la parte apropiada de uno o varios motores Stirling que generan un trabajo mecánico, y éste con un generador, lo convierte en energía eléctrica.

El termogenerador consta de tres elementos claves:

PARÁBOLA: La parábola se debe manufacturar formando un plato de acero parabólico, con pintura protectora ante la intemperie, colocando en la parte cóncava una chapa fina de aluminio muy reflejante, la cual se adhiere por medio de un adhesivo apropiado.

MOTOR: El motor Stirling se monta sobre una estructura que une al plato con este y se hace conectar el concentrador con el motor por la parte de arriba, donde está el pistón caliente. El pistón se refrigera por aire. Aunque puede ser refrigerado por agua.

ESTRUCTURA: Para dar estabilidad estructural el conjunto, se diseña una estructura que mantenga unida la parábola y el motor y pueda orientar al conjunto para que siempre esté orientado al Sol.

CAPÍTULO 3

ANÁLISIS TERMODINÁMICO Y CINEMÁTICO DEL TERMOGENERADOR TIPO BETA

3.1 ANÁLISIS TERMICO DEL CICLO STIRLING

Es necesario analizar el ciclo Stirling para obtener los parámetros termodinámicos que nos ayuden al diseño del motor.

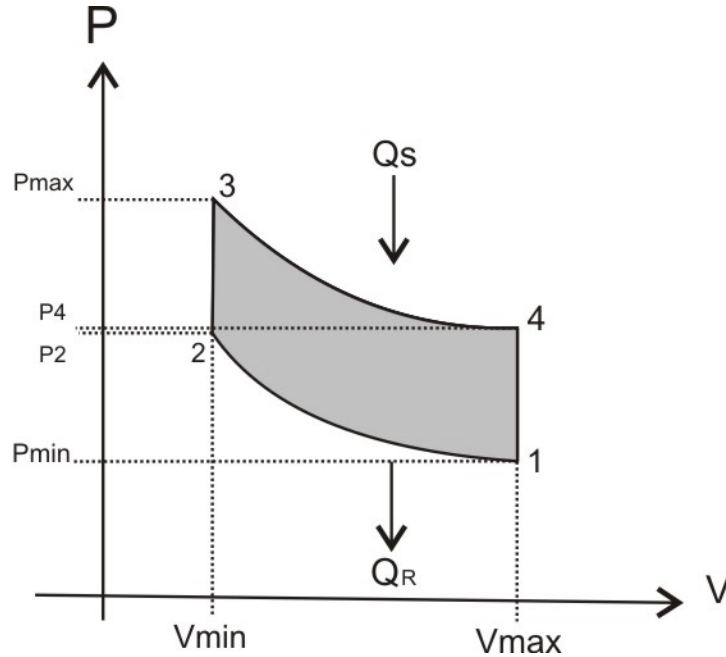


FIGURA (3.1) Ciclo Stirling.

De la figura observamos lo siguiente:

- a) [1-2] Compresión Isotérmica $t=\text{cte.}$
- b) [2-3] Proceso Isocórico $v=\text{cte.}$
- c) [3-4] Expansión Isotérmica $t=\text{cte.}$
- d) [4-1] Proceso Isocórico $v=\text{cte.}$

Se analizará cada proceso del ciclo para obtener lo siguiente:

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

a) [1-2] Compresión Isotérmica

$$\Delta u_{1-2} = q_{12} - w_{12} \quad (3.1)$$

Debido a que es un proceso isotérmico

$$\Delta u_{1-2} = 0$$

Por lo tanto

$$q_{12} = w_{12} \quad (3.2)$$

Y debido a esto nuestro trabajo será:

$$dw = Pdv \quad (3.3)$$

Si aplicamos la ley de los gases ideales, podemos despejar la Presión quedando de la siguiente manera:

$$PV = mRT$$

$$P \frac{V}{m} = RT$$

Se define $\frac{V}{m} = v$; Por lo que la ecuación quedará:

$$P = \frac{RT}{v}$$

De esta manera podremos integrar la ecuación (3) quedando de la siguiente manera:

$$\int_1^2 dw = \int_1^2 \frac{RT}{v} dv \quad (3.4)$$

$$w_{12} = RT_b \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) \quad (3.5)$$

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

b) [2-3] Proceso Isocórico

En este proceso el volumen permanece constante por lo tanto:

$$w_{23} = 0; \Delta u_{2-3} = q_{2-3} \quad (3.6)$$

c) [3-4] Expansión Isotérmica

De la misma forma en que se obtuvo el trabajo en el proceso [1-2] se obtendrá el trabajo para el proceso [3-4]

$$\begin{aligned} \Delta u_{3-4} &= q_{3-4} - w_{3-4} \\ w_{34} &= RT_a \ln \left(\frac{v_4}{v_3} \right) \end{aligned} \quad (3.7)$$

d) [4-1] Proceso Isocórico

Como el proceso es a volumen constante obtenemos lo siguiente:

$$w_{41} = 0; \Delta u_{4-1} = q_{4-1} \quad (3.8)$$

3.1.1 TRABAJO DEL CICLO.

Ya que se ha analizado cada proceso y se ha obtenido el trabajo de cada uno, se calculará el trabajo total del ciclo.

$$w_{tot} = w_{12} + w_{23} + w_{34} + w_{41} \quad (3.9)$$

Sustituyendo valores obtenemos:

$$w_{tot} = R \left[T_b \ln \frac{v_2}{v_1} + T_a \ln \frac{v_4}{v_3} \right] \quad (3.10)$$

Como $\frac{v_4}{v_3}$ es igual a la relación de compresión (r_c) el trabajo total quedara

de la siguiente manera:

$$w_{tot} = R \left[T_b \ln \frac{1}{r_c} + T_a \ln r_c \right] \quad (3.11)$$

3.1.2 EFICIENCIA DEL CICLO

Al obtener el trabajo total se procederá a determinar la eficiencia del ciclo; de la definición:

$$\eta_{ciclo} = \frac{w_{tot}}{q_s} \quad (3.12)$$

Donde $q_s = q_{34} = w_{34}$ por lo tanto:

$$\eta_{ciclo} = \frac{R \left[T_l \ln \frac{1}{r_c} + T_h \ln r_c \right]}{RT_h \ln r_c} \quad (3.13)$$

$$\eta_{ciclo} = 1 - \frac{T_l}{T_h} \quad (3.14)$$

3.1.3 PRESIÓN MEDIA TEÓRICA.

En el ciclo termodinámico Stirling, la presión en el cilindro varia a cada instante; si se considera esta continua variación de la presión para evaluar la potencia del motor, se debería realizar cálculos muy complicados, esto se simplificará si se toma el valor medio de todas las presiones del ciclo. Teniendo de referencia el diagrama en coordenadas P/V, como el dibujado en la figura

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

(3.2), el área del ciclo, como ya se ha comentado, representa el trabajo útil hecho por el fluido.

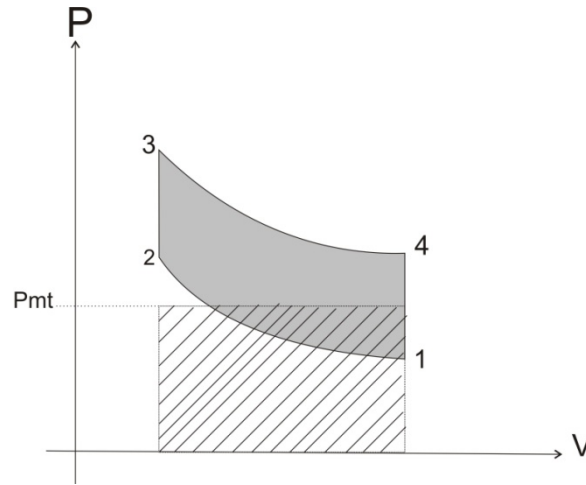


FIGURA (3.2) presión media teórica.

El área del rectángulo definido representa también el trabajo útil del fluido y su altura es la presión media del ciclo considerado. Si se multiplica el valor de la presión media en bar ó Kg/cm^2 por la cilindrada en cm^3 , se obtiene el mismo valor que el trabajo útil representado por el área del ciclo teórico.

$$Pmt = \frac{W_{tot}}{v_1 - v_2} = \frac{N - m/kg}{m^3/kg} = \frac{N}{m^2} = Pa \quad (3.15)$$

Al proponer la formula de la presión media teórica Pmt., solo procederá a sustituir las formulas.

$$Pmt = \frac{R \left[T_l \left(\ln \frac{1}{r_c} \right) + T_H (\ln r_c) \right]}{v_1 - v_2} \quad (3.16)$$

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

$$P_{mt} = \frac{R \left[T_l \left(\ln \frac{1}{r_c} \right) + T_H (\ln r_c) \right]}{v_1 \left(1 - \frac{v_2}{v_1} \right)} \quad (3.17)$$

$$P_{mt} = \frac{R \left[T_l \left(\ln \frac{1}{r_c} \right) + T_H (\ln r_c) \right]}{v_1 \left(1 - \frac{1}{r_c} \right)} \quad (3.18)$$

$$P_{mt} = \frac{R \left[T_l \left(\ln \frac{1}{r_c} \right) + T_H (\ln r_c) \right]}{\frac{RT_2}{P_1} \left(1 - \frac{1}{r_c} \right)} \quad (3.19)$$

$$P_{mt} = \frac{P_1 \left[T_l \left(\ln \frac{1}{r_c} \right) + T_H (\ln r_c) \right]}{T_2 \left(1 - \frac{1}{r_c} \right)} \quad (3.20)$$

De esta manera se obtuvo la ecuación de la presión media teórica P_{mt} que se podrá utilizar mas adelante cuando se propongan los datos del motor.

3.1.4 POTENCIA

La potencia considerada en la flecha, a la salida del eje motor, que suministra el eje del motor en unas condiciones determinadas (ambientales: presión, temperatura, humedad y de combustible). Con frecuencia el eje motriz acciona una serie de órganos auxiliares tales como: ventiladores, bomba de agua, bomba de aceite, bomba de combustible, alternador, etc.

Una máquina que puede entregar mucho trabajo en un corto espacio de tiempo es denominada máquina de gran potencia.

La potencia N , es el trabajo realizado en la unidad de tiempo (rapidez con que es realizado).

Puesto que la potencia del motor viene dada por:

$$N = 2\pi \cdot n \cdot T_m \quad (3.21)$$

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

Expresándola en *rev/seg*:

$$N = \frac{2\pi \cdot n}{60} T_m \quad (3.22)$$

Sabiendo que $\frac{2\pi \cdot n}{60} = \omega$, finalmente:

$$N = \omega \cdot T_m \quad (3.23)$$

Donde.

N = Potencia.

ω = Velocidad Angular.

T_m = Par motor.

Que es la ecuación general para medir la potencia de cualquier máquina.

3.2 ANÁLISIS CINEMÁTICO DEL TERMOGENERADOR TIPO BETA

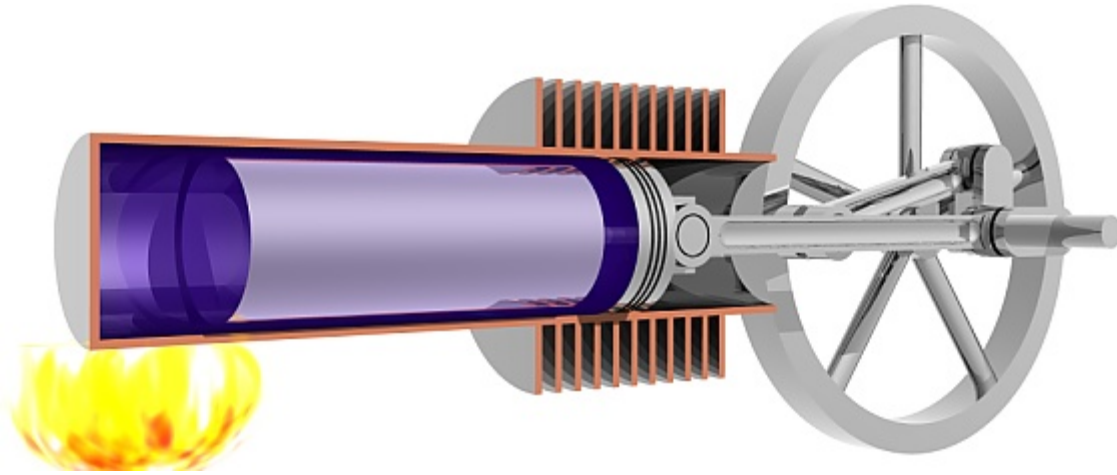


FIGURA (3.3) Motor Stirling tipo Beta.

La figura (3.3) representa un motor Stirling tipo beta. En el esquema se describen algunos términos especiales. El calibre del cilindro es el diámetro. La carrera es la distancia que recorre el pistón en una dirección. Se dice que el pistón está en el punto muerto superior (PMS) cuando se ha desplazado hasta una posición en la que el volumen del cilindro es mínimo. Este volumen mínimo se conoce como volumen final de compresión o volumen de la cámara de combustión. Cuando el pistón se ha desplazado a la posición de máximo volumen del cilindro está en el punto muerto inferior (PMI). El volumen recorrido por el pistón, cuando se mueve desde el punto muerto superior hasta el punto muerto inferior se llama cilindrada. El movimiento alternativo del pistón se convierte en rotativo mediante un mecanismo biela-manivela.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

3.2.1 MOVIMIENTO DEL PISTÓN DE EXPANSIÓN.

3.2.1.1 PISTÓN DE EXPANSIÓN.

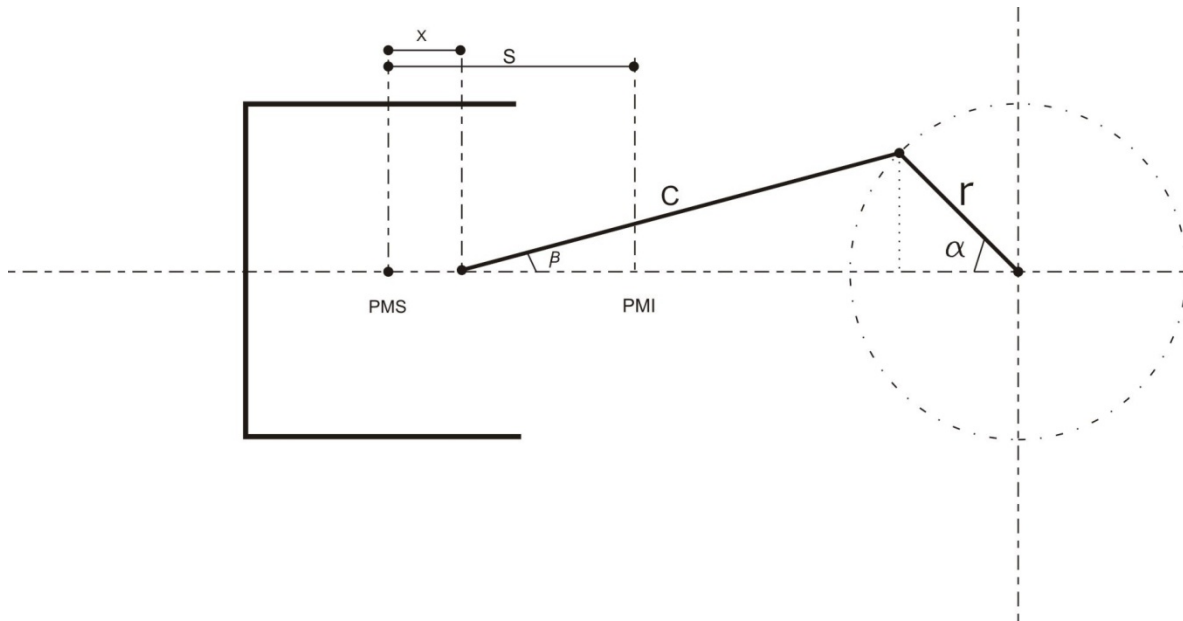


FIGURA (3.4) Movimiento del pistón

Donde:

C = longitud de la biela.

r = radio de la manivela.

S = carrera del pistón

x = Desplazamiento cualquiera del pistón en un punto dado.

α = desplazamiento angular de la manivela con respecto a la posición correspondiente al P.M.S.

β = ángulo de la biela respecto al eje del cilindro.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

De la figura (3.4) se puede establecer la primera ecuación de movimiento:

$$C + r = x_E + C \cos \beta + r \cos \alpha \quad (3.24)$$

Despejando a x:

$$x_E = C + r - C \cos \beta - r \cos \alpha \quad (3.25)$$

Factorizando la ecuación (3.25):

$$x_E = C[1 - \cos \beta] + r[1 - \cos \alpha] \quad (3.26)$$

Ahora bien:

$$r \sin \alpha = C \sin \beta \quad (3.27)$$

$$\sin \beta = \frac{r}{C} \sin \alpha \quad (3.28)$$

Definimos, $\frac{r}{C} = \lambda$; entonces:

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha \quad (3.29)$$

El valor máximo de β se obtendrá cuando $\alpha = \pi/2$ por lo que:

$$\sin \beta = \lambda \quad (3.30)$$

Por lo tanto λ es el índice de la inclinación máxima de la biela y recordando que:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} \quad (3.31)$$

Sustituyendo (3.29) en (3.31):

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \quad (3.32)$$

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

Sustituyendo (3.32) en (3.26):

$$x_E = r[1 - \cos \alpha] + C \left[1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right] \quad (3.33)$$

La formula nos permitirá calcular el desplazamiento del pistón en función del ángulo de la manivela.

Si la longitud de la biela fuera infinita, $\lambda=0$; y por lo tanto:

$$x_E = r[1 - \cos \alpha] \quad (3.34)$$

$$x_E = \frac{1}{2} S [1 - \cos \alpha] \quad (3.35)$$

3.2.1.2 VOLUMEN DE EXPANSIÓN

Al multiplicar la ecuación (3.33) por el área del cilindro se obtendrá el volumen de expansión como se muestra:

$$V_E = \frac{S}{2} A_{PE} [1 - \cos \alpha] \quad (3.36)$$

Sabiendo que:

$$S \cdot A_{PE} = V_{BE} \quad (3.37)$$

Por lo tanto:

$$V_E = \frac{V_{BE}}{2} [1 - \cos \alpha] \quad (3.38)$$

Donde:

V_E = volumen de expansión. m^3

V_{BE} = volumen barrido de expansión. m^3

3.2.1.3 VELOCIDAD DEL PISTÓN DE EXPANSIÓN

La velocidad del pistón de expansión $\dot{X}_E$, se obtendrá derivando el desplazamiento del pistón X_E , con respecto al tiempo:

Recordando la ecuación (3.33):

$$x_E = r[1 - \cos \alpha] + C \left[1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right] \quad (3.33)$$

Derivando con respecto al tiempo:

$$\dot{X}_E = \frac{dx(\alpha)}{dx} = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad (3.39)$$

$$\dot{X}_E = \left[r \operatorname{sen} \alpha + C - \left(\frac{1}{2} (1 - \lambda^2 \operatorname{sen}^2 \alpha)^{-\frac{1}{2}} \cdot -\lambda^2 2 \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha \right) \right] \frac{d\alpha}{dt} \quad (3.40)$$

Recordando que $\operatorname{sen} \alpha \cos \alpha = \frac{\operatorname{sen} 2\alpha}{2}$ se obtiene:

$$\dot{X}_E = \left[r \operatorname{sen} \alpha + C \left(-\frac{-\lambda^2 \operatorname{sen} 2\alpha}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \operatorname{sen}^2 \alpha}} \right) \right] \frac{d\alpha}{dt} \quad (3.41)$$

Despreciando el termino $\lambda \operatorname{sen} \alpha$, el termino $\sqrt{1 - \lambda^2 \operatorname{sen}^2 \alpha}$ puede ser considerado, en la practica igual a 1, por lo cual la expresión anterior quedará de la siguiente forma.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

$$\dot{X}_E = \left[r \operatorname{sen} \alpha + C \left(\frac{\lambda^2 \operatorname{sen} 2\alpha}{2} \right) \right] \frac{d\alpha}{dt} \quad (3.42)$$

Si $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$ es la velocidad angular del motor expresada en rad/seg tenemos:

$$\dot{X}_E = \left[r \operatorname{sen} \alpha + C \frac{\lambda^2}{2} \operatorname{sen} 2\alpha \right] \omega \quad (3.43)$$

Recordando que $\lambda = \frac{r}{C}$:

$$\dot{X}_E = \left[\omega r \operatorname{sen} \alpha + C \omega \frac{r^2}{C^2} \operatorname{sen} 2\alpha \right] \quad (3.44)$$

$$\dot{X}_E = r \omega \operatorname{sen} \alpha + r \omega \left(\frac{\lambda}{2} \operatorname{sen} 2\alpha \right) \quad (3.45)$$

Factorizando la ecuación (3.45):

$$\dot{X}_E = r \omega \left[\operatorname{sen} \alpha + \left(\frac{\lambda}{2} \operatorname{sen} 2\alpha \right) \right] \quad (3.46)$$

Para conseguir una vuelta del cigüeñal, el pistón debe efectuar dos carreras. En cada una de ellas el pistón acelera su velocidad máxima y después desacelera hasta cero para hacer el cambio de sentido en los puntos muertos superior e inferior. De este movimiento variable se obtiene un promedio de la combinación de estos dos movimientos el cual es llamado velocidad media.

3.2.1.4 ACELERACIÓN DEL PISTÓN

Se ha observado que la velocidad del pistón varía durante el ciclo según la ecuación (3.46), por lo que la aceleración del pistón se obtendrá derivando la velocidad $\dot{X}_E$ con respecto al tiempo.

$$\ddot{X}_E = r \omega \left[\operatorname{sen} \alpha + \left(\frac{\lambda}{2} \operatorname{sen} 2\alpha \right) \right] \quad (3.46)$$

Derivando con respecto al tiempo:

$$\dot{X}_E = \frac{dx(\alpha)}{d\alpha} = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad (3.47)$$

Recordando que $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$ por lo que la ecuación de la aceleración quedará como sigue:

$$\ddot{X}_E = r\omega^2 [\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha] \quad (3.48)$$

3.2.1.4 FUERZAS ALTERNAS DE INERCIA.

La segunda Ley de Newton, establece que cuando la fuerza resultante que actúa sobre un cuerpo no es nula, el cuerpo se mueve con movimiento acelerado, y que la aceleración para una fuerza dada, depende de una propiedad del cuerpo llamada su masa.

En el pistón se generan dos fuerzas; una es la fuerza debida a la presión del fluido que actúa en la cara del pistón con sentido positivo y otra es generada por la inercia de las masas en movimiento alternativo en sentido negativo.

Por lo tanto de acuerdo con la segunda Ley de Newton y tomando en cuenta el sentido en el cual actúa la fuerza de inercia, se define:

$$F_a = -m \cdot a \quad (3.49)$$

Donde:

Fa; fuerzas alternas de inercia.

m; es la masa de todas las partes con movimiento alternativo. Kg

a; es la aceleración del mecanismo. m/seg^2

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

Sustituyendo la ecuación (3.48) en (3.49):

$$F_a = -m[r\omega^2(\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha)] \quad (3.50)$$

De la ecuación (3.50) se puede observar lo siguiente:

$$F'_a = -m\omega^2 r \cos\alpha \quad (3.51)$$

Representa la fuerza alterna de inercia de primer orden, y equivale a toda la fuerza de inercia en el caso imaginario de la biela de longitud finita.

$$F''_a = -m\omega^2 r(\lambda\cos 2\alpha) \quad (3.52)$$

Este segundo término constituye la fuerza alterna de inercia de segundo orden, y es igual a cero en el caso imaginario de la biela con longitud infinita.

Por lo tanto la ecuación de las fuerzas alternas de inercia quedará como sigue.

$$F_a = F'_a + F''_a \quad (3.53)$$

3.2.2 MOVIMIENTO DEL PISTON DE COMPRESIÓN

3.2.2.1 PISTÓN DE COMPRESIÓN.

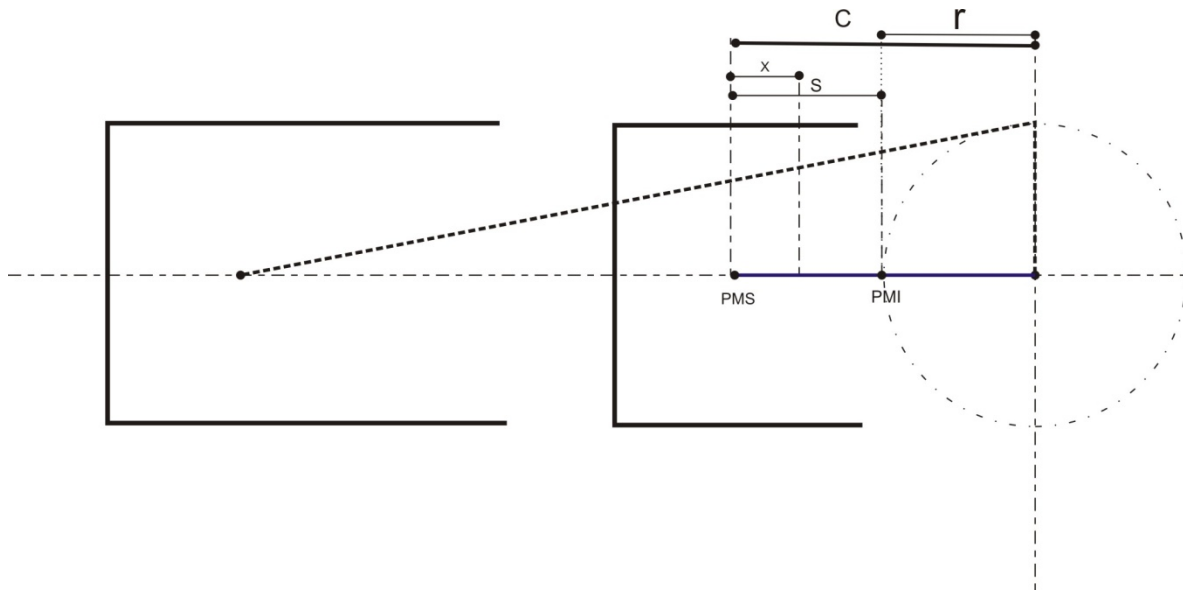


FIGURA (3.5) Pistón de compresión

Como δ es el ángulo de desfase entre las dos manivelas, se deberá restar en la ecuación (3.33), el ángulo de la manivela correspondiente al pistón de expansión ya que este es el pistón de arranque; quedando:

$$x_c = r[1 - \cos(\alpha - \delta)] + c \left[1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha - \delta)} \right] \quad (3.54)$$

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

A la ecuación anterior se le deberá sumar el desplazamiento del pistón de expansión por que de éste depende el desplazamiento del pistón de compresión, quedando:

$$\begin{aligned} x_c = r_c[1 - \cos \alpha(\alpha - \delta)] + C \left[1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha - \delta)} \right] + r_E[1 - \cos \alpha] \\ + C \left[1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \right] \end{aligned} \quad (3.55)$$

Despreciando el término $\lambda \sin(\alpha - \delta)$, el término $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}$ puede ser considerado, en la práctica, igual a 1, por lo cual la ecuación (3.55) quedará de la siguiente forma:

$$x_c = r_c[1 - \cos \alpha(\alpha - \delta)] + r_E[1 - \cos \alpha] \quad (3.56)$$

3.2.2.2 VOLUMEN DE COMPRESIÓN

Para obtener el volumen de compresión del pistón se deberá multiplicar por el área del cilindro de compresión:

$$V_c = \frac{V_{BC}}{2} [1 - \cos(\alpha - \delta)] + \frac{V_{BE}}{2} [1 - \cos \alpha] \quad (3.57)$$

De la misma forma, para V_E se deberá sumar el volumen muerto, por lo tanto:

$$V_c = \frac{V_{BE}}{2} [1 - \cos \alpha] + \frac{V_{BC}}{2} [1 - \cos(\alpha - \delta)] + V_{MC} \quad (3.58)$$

3.2.2.3 VELOCIDAD DEL PISTÓN.

La velocidad del pistón de compresión se obtendrá de igual manera que en el caso anterior para el pistón de expansión. Se derivará X_c , con respecto al tiempo.

Recordando la ecuación (3.56):

$$x_c = r_c[1 - \cos \alpha(\alpha - \delta)] + r_E[1 - \cos \alpha] \quad (3.56)$$

Derivando con respecto al tiempo:

$$\dot{X}_c = \frac{dx}{dt}(\alpha) = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad (3.59)$$

$$\dot{X}_c = [r_c \text{sen}(\alpha - \beta) + r_E \text{sen} \alpha] \omega \quad (3.60)$$

3.2.2.4 ACELERACIÓN DEL PISTÓN.

La aceleración del pistón de compresión se obtendrá de derivar la ecuación (3.60) con respecto al tiempo:

$$\ddot{X}_c = [r_c \text{sen}(\alpha - \beta) + r_E \text{sen} \alpha] \omega \quad (3.60)$$

Derivando con respecto al tiempo:

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

$$\ddot{X}_c = \frac{dx}{dt}(\alpha) = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad (3.61)$$

$$\ddot{X}_c = r_c \omega^2 \cos(\alpha - \beta) + r_e \omega^2 \cos \alpha \quad (3.62)$$

3.2.2.5 FUERZAS ALTERNAS DE INERCIA.

La ecuación de las fuerzas alternas de inercia se obtiene de la misma forma que para el pistón de expansión a excepción de la aceleración ya que para este caso se tomará la aceleración para el pistón de compresión:

Se tiene:

$$F_a = -m \cdot a \quad (3.63)$$

Sustituyendo la ecuación (3.62) en (3.63); F_a quedará:

$$F_a = -m[r_c \omega^2 \cos(\alpha - \beta) + r_e \omega^2 \cos \alpha] \quad (3.64)$$

3.2.3 FUERZA RESULTANTE PARA AMBOS PISTONES.

Es igual a la fuerza proporcionada por los gases F_g , mas las fuerzas alternas de inercia F_a :

$$F = F_g + F_a \quad (3.65)$$

3.2.4 FUERZAS DEL PAR MOTOR.

La figura (3.7) muestra el sistema de fuerzas a que están sometidos tanto el pistón como el mecanismo biela-manivela. Se observa la fuerza que produce el par motor, que es la que da el trabajo motor.

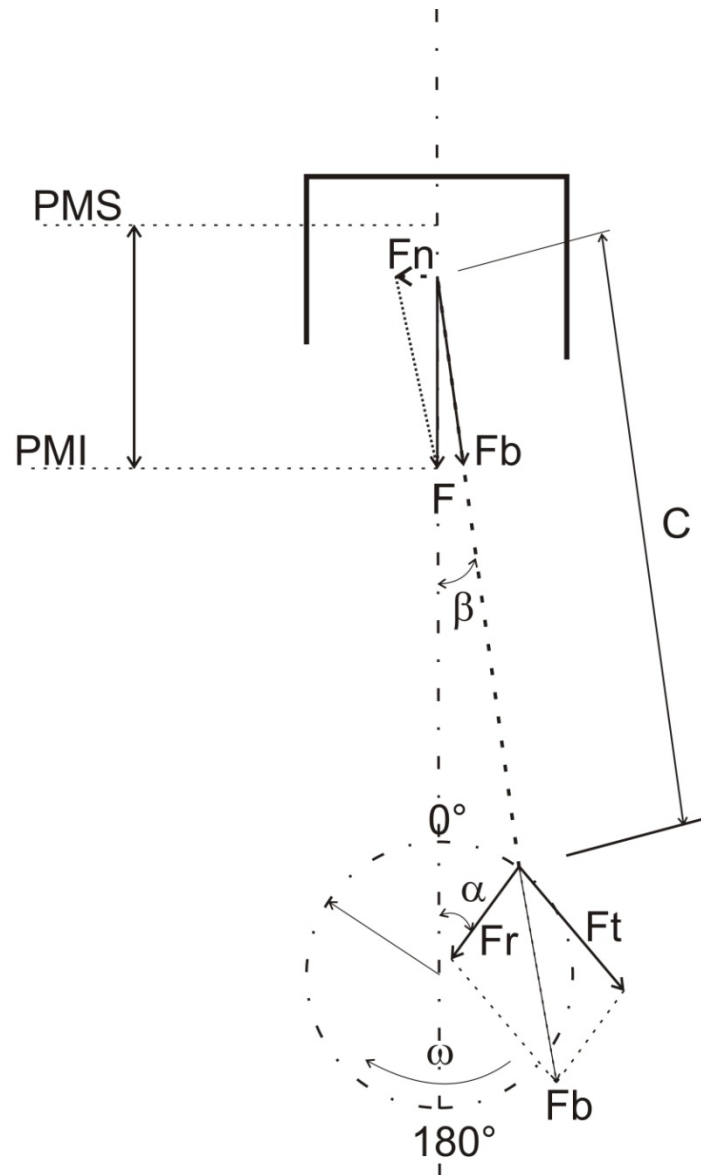


FIGURA (3.6) Fuerzas del par motor.

Donde:

F = fuerza resultante sobre el pistón.

F_n = fuerza normal (depende de la longitud finita de la biela).

F_b = fuerza que actúa sobre la biela.

F_t = fuerza tangencial al círculo de la manivela.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

F_r = compresión sobre la manivela que va a los cojinetes.

ECUACIONES:

Fuerza sobre la biela (F_b):

De la figura (3.7) se puede observar que $F = F_b \cdot \cos\beta$, si se despeja a F_b , la ecuación quedará:

$$F_b = \frac{F}{\cos\beta} \quad (3.66)$$

Fuerza normal (F_n):

$$F_n = F \cdot \tan\beta \quad (3.67)$$

Par motor (T_m):

$$T_m = F_t \cdot r = F_b \cdot r \sin(\alpha + \beta) \quad (3.68)$$

Sustituyendo (3.67) en (3.68):

$$T_m = \frac{F}{\cos\beta} r \sin(\alpha + \beta) \quad (3.69)$$

Recordando que $\cos\beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha}$ y además en la práctica se considera igual a 1, por lo que la ecuación (3.69) queda de la siguiente manera:

$$Tm = F \cdot r \sin(\alpha + \beta) \quad (3.70)$$

Ahora bien, por identidad trigonométrica $\sin(\alpha + \beta)$ es igual a $\sin\alpha\cos\beta + \cos\alpha\sin\beta$, por lo tanto:

$$Tm = F \cdot r [\sin\alpha + \cos\alpha] \quad (3.71)$$

3.3 ANÁLISIS TÉRMICO DEL MOTOR STIRLING TIPO BETA.

3.3.1 VOLUMEN TOTAL

Los volúmenes en la zona de expansión y compresión están determinados por el ángulo del cigüeñal.

$$V_E = V_{EP} + V_{ME} \quad (3.72)$$

$$V_C = V_{CP} + V_{MC} \quad (3.73)$$

$$V_R = V_R \quad (3.74)$$

El volumen total, está determinado por la suma de todos los volúmenes, quedando:

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

$$V_T = V_E + V_C + V_R \quad (3.75)$$

$$V_T = (V_{EP} + V_{ME}) + V_R + (V_{CP} + V_{MC}) \quad (3.76)$$

3.3.2 PRESIÓN INSTANTÁNEA.

Ahora bien, si se toma en cuenta que no hay pérdidas de presión en los conductos internos y la presión es igual en todo el motor para un instante de tiempo determinado se podrá obtener la presión instantánea para cada volumen del ciclo.

$$PV = mRTa$$

Tenemos que para cada volumen se puede obtener su presión instantánea:

$$P_i V_E = m_e RTa \quad (a)$$

$$P_i V_r = m_r RT_R \quad (b)$$

$$P_i V_c = m_c RTb \quad (c)$$

Donde:

Ta; Temperatura alta

Tb; Temperatura baja

3.3.3 MASA TOTAL.

la masa total al interior del motor es determinada por la suma de las masas parciales de cada sección del motor. Estas se determinaran despejando la masa en las ecuaciones (a), (b) y (c).

El despeje es el mismo para (a), (b) y (c):

$$m = \frac{PV}{RT} \quad (3.77)$$

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

Por lo tanto tenemos que:

$$m_{tot} = m_e + m_R + m_c = \frac{PiVe}{RTa} + \frac{PiV_R}{RT_R} + \frac{PiVc}{RTb} \quad (3.78)$$

Factorizando a Pi y R nos queda lo siguiente:

$$m_{tot} = \frac{Pi}{R} \left[\frac{Ve}{Ta} + \frac{V_R}{T_R} + \frac{Vc}{Tb} \right] \quad (3.79)$$

Donde V_R es un parámetro de diseño y T_R depende de las otras temperaturas por lo tanto T_R se propone como sigue:

$$T_R = \frac{Ta + Tb}{2} \quad (3.80)$$

Sustituyendo (3.79) en (3.80):

$$m_{tot} = \frac{Pi}{R} \left[\frac{Ve}{Ta} + \frac{2V_R}{Ta + Tb} + \frac{Vc}{Tb} \right] \quad (3.81)$$

3.3.4 REGENERADOR.

El regenerador es de un material con alta capacidad de almacenamiento de calor y alto coeficiente de transferencia térmica que se ubica en una zona donde el fluido de trabajo circula de la parte caliente a la fría y viceversa.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

La función de este dispositivo es retirar calor del fluido de trabajo cuando este se desplaza de la zona caliente a la zona fría, almacenarlo y devolvérselo cuando este regresa de la zona fría a la caliente.

Al utilizar el regenerador se obtiene como resultado que parte del calor que sale de cada ciclo Q_{salida} (ver la figura 3.7) no es desechado si no que se reutiliza en el ciclo siguiente lo que aumenta la eficiencia del motor.

Aunque el regenerador ayuda a mejorar la eficiencia térmica del motor también presenta algunos problemas.

El más significativo es que como se trata de un cuerpo que se inserta en los canales por los cuales circula el fluido generará caídas de presión. Para que este dispositivo tenga una diferencia de temperatura grande entre un extremo y otro, debe ser lo suficientemente largo lo que implica un volumen muerto más grande lo que disminuye la presión media y por lo tanto el trabajo generado por el ciclo.

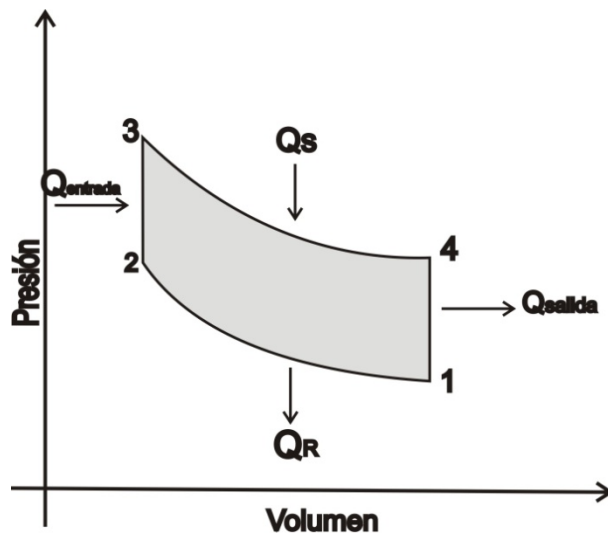


FIGURA (3.7) Ciclo Stirling ideal en un diagrama P-V.

CAPÍTULO 4

DISEÑO DEL TERMOGENERADOR TIPO BETA.

4.1 DISEÑO CONCEPTUAL DEL TERMOGENERADOR TIPO BETA.

Al obtener el análisis térmico del ciclo Stirling se puede obtener el trabajo y la potencia del ciclo termodinámico. Sin embargo, al diseñar un motor lo que realmente se busca es una potencia real o útil, en este caso, una potencia en el eje.

El número de Beale es un factor que ha sido desarrollado con base en la observación de motores ya contruidos que ayuda a predecir la potencia útil de un motor teniendo en cuenta el volumen barrido por el pistón de potencia, la presión media y la velocidad del motor.

Ecuación de Beale:

$$N=0.015 \times P_m \times f \times V_{be} \quad (4.1)$$

Parámetros del Diseño:

Teniendo en cuenta que el motor será diseñado par entregar una potencia de 100 watts, se determinará las condiciones de operación tales como la temperatura en las zonas fría y caliente, presión interna y RPM.

Para determinar la temperatura a la cual se va a calentar el motor se debe tener en cuenta la resistencia de los materiales con los cuales se va a manufacturar la zona caliente así como el dispositivo que se va a utilizar para calentar.

En este caso se utilizará acero comercial que da lugar para diseñar con una temperatura de 500°C sin dañar el material.

Así mismo la zona fría se mantendrá a la temperatura ambiente a unos 25°C.

El motor se diseñará teniendo como presión de carga, la presión atmosférica para la Ciudad de México que es de 101.3 KPa.

Por diseño se propondrá que la velocidad del motor sea de 1,200 RPM.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

Teniendo en cuenta el análisis anterior se podrá establecer las siguientes condiciones de operación:

- La potencia en el eje N será de 100Watts
- La temperatura en la zona caliente T_h será de 500°C.
- La temperatura en la zona fría T_l será de 25°C
- La velocidad del motor será de 1,200 RPM.
- La presión de carga será de 101.3 KPa.
- La relación de compresión r_c , será propuesta de 2.

Como no conocemos la presión teórica del motor P_m , se usará la presión media teórica P_{mt} del ciclo, utilizando los datos propuestos anteriormente del motor.

De la ecuación (3.20).

$$P_{mt} = \frac{P_1 \left[T_l \left(\ln \frac{1}{r_c} \right) + T_H (\ln r_c) \right]}{T_2 \left(1 - \frac{1}{r_c} \right)} \quad (4.2)$$

$$P_{mt} = \frac{104.16 [298 (\ln \frac{1}{2}) + 773 (\ln 2)]}{298 (1 - \frac{1}{2})} \quad (4.3)$$

$$P_{mt} = 230.16 \text{ KPa} \quad \text{ó} \quad 2.30 \text{ bar} \quad (4.4)$$

Para que se pueda aplicar la ecuación de Beale es necesario conocer la presión media P_m , para ello se ocupará la relación de presión r_p y la presión atmosférica como se muestra:

$$r_p = 1.5 = \frac{P_{max}}{P_{min}} \quad (4.5)$$

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

Como se conoce P_{min} y r_p , se despejara la presión máxima P_{max} :

$$P_{max} = 1.5 P_{min} \quad (4.6)$$

$$P_{max} = 1.5(1.02 \text{ bar}) \quad (4.7)$$

$$P_{max} = 1.53 \text{ bar} \quad (4.8)$$

Al conocer la P_{max} , se podrá obtener la presión media P_m de la siguiente forma:

$$P_m = \frac{P_{max} + P_{min}}{2} \quad (4.9)$$

$$P_m = \frac{1.53+1.02}{2} = 1.275 \text{ bar} \quad (4.10)$$

Obteniendo la P_m , esta se sustituirá en la ecuación de Beale como se muestra;

$$P = 0.015 \times P_m \times f \times V_b \quad (4.11)$$

$$100W = 0.015 \times 1.275 \text{ bar} \times 20 \text{ Hz} \times V_{be} \quad (4.12)$$

Despejamos V_b :

$$V_b = \frac{40W}{0.015 \times 1.275 \text{ bar} \times 20 \text{ Hz}} = 104.57 \text{ cm}^3 \quad (4.13)$$

Con el valor de V_b , se podrá obtener el resultado del diámetro del pistón:

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

$$\text{Si } V_b = \frac{\pi d^2}{4} L \quad (4.14)$$

En la expresión matemática del volumen se observa que la longitud del pistón L , es igual a la carrera completa del pistón S , por tanto se expresará de la siguiente forma:

$$S = \frac{1}{2} d \quad (4.15)$$

Sustituyendo lo anterior en la ecuación de V_b se tendrá lo siguiente:

$$V_b = \frac{\pi d^2}{4} \frac{1}{2} d \quad (4.16)$$

$$V_b = \frac{\pi d^3}{8} \quad (4.17)$$

Despejando el diámetro d .

$$d = \sqrt[3]{\frac{8V_b}{\pi}} \quad (4.18)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{8(104.57)}{\pi}} = 6.4 \text{ cm} \quad (4.19)$$

Por lo que el diámetro del pistón será:

$$Dp = 6.5 \text{ cm} \quad (4.20)$$

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

Conociendo el valor del diámetro del pistón se podrá conocer el valor de la carrera del pistón S .

$$S = \frac{1}{2} D_p \quad (4.21)$$

Sustituyendo el valor de D_p tendremos lo siguiente:

$$S = \frac{1}{2} (6.5 \text{ cm}) = 3.25 \text{ cm} \quad (4.22)$$

4.2.1 DISEÑO DEL CILINDRO.

Un recipiente a presión es un recipiente que contiene un fluido a presión. Las calderas, torres de agua, extinguidores contra incendio y tuberías. Los recipientes a presión pueden ser cilíndricos y esféricos.

La presión de un fluido en un recipiente cerrado produce esfuerzos de tensión en las paredes del recipiente. Estos esfuerzos son simplemente una aplicación más del esfuerzo normal. Las leyes básicas de la estática y la definición de esfuerzo unitario son las herramientas necesarias para analizar las fuerzas y esfuerzos en los recipientes a presión cilíndricos y esféricos.

Una forma de carga combinada se presenta en los recipientes a presión de pared delgada, como los tanques cilíndricos y esféricos. El tamaño de los recipientes a presión de pared delgada varía, por ejemplo, desde los botes de spray de cabello o de crema de rasurar, de 2 pulg de diámetro o más.

Aunque un recipiente a presión de pared delgada, de plástico o metal, no se expande tanto como un globo cuando se aumenta la presión en él, en ambos casos la presión estira las paredes, y lo expande. En general si la relación de radio a espesor de pared es de diez o más (es decir, $\frac{r}{t} \geq 10$).

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

En la figura (4.1) se muestra el cilindro del motor, sometido a presión. En la parte cilíndrica, los esfuerzos normales (de tensión) en la dirección longitudinal o axial, y en dirección circunferencial o tangencial, se llaman esfuerzo axial σ_a y esfuerzo circunferencial σ_h respectivamente.

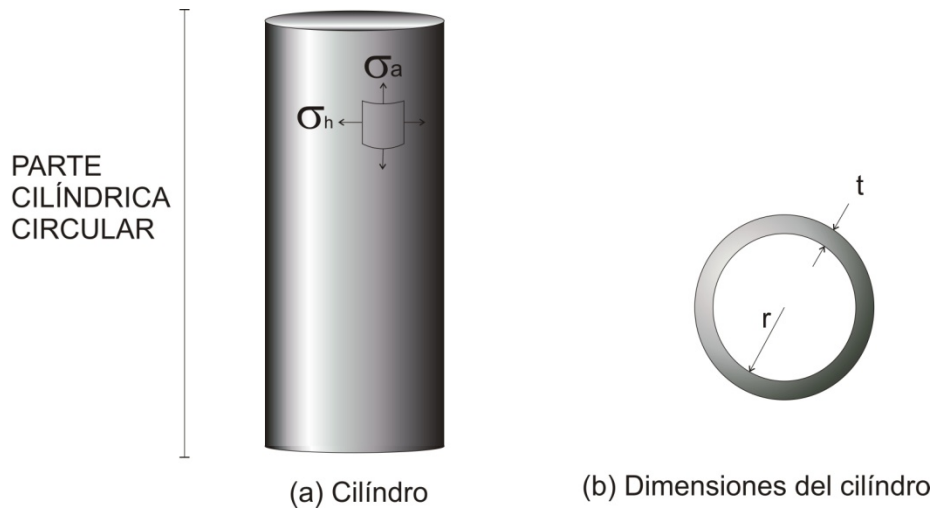


FIGURA (4.1) Esfuerzos en el cilindro

Se supondrá que el recipiente contiene un gas a presión cuyo peso se puede despreciar, y que emplearemos los diagramas adecuados de cuerpo libre para relacionar σ_a y σ_h con la presión interna p . También supondremos que σ_a y σ_h son constantes en el espesor de la pared del cilindro.

Para determinar el esfuerzo axial se empleará el diagrama de cuerpo libre de la figura (4.2), en el cual se ha hecho un corte por la parte del cilindro y el gas, en una sección transversal arbitraria x, a cierta distancia de la tapa.

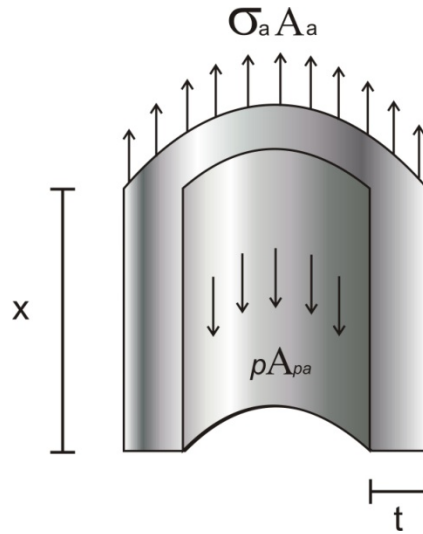


FIGURA (4.2)

Diagrama de cuerpo libre para determinar el esfuerzo axial.

Para que exista el equilibrio entre estas dos fuerzas, la suma de ellas tendrá que dar cero, como se muestra:

$$\sum f_x = \sigma_a A_a - p A_{pa} = 0 \quad (4.23)$$

El esfuerzo longitudinal actúa sobre la sección cortada de la pared del recipiente. Sin embargo, la presión en el interior sigue actuando en el gas del cilindro que esta abajo del plano de sección en x . así la ecuación (4.1) junto con las áreas de A_a y A_{pa} de acuerdo con la figura (4.1b), tenemos que:

$$\sigma_a = \frac{p \cdot A_{pa}}{A_a} \quad (4.24)$$

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

Sustituyendo el valor de las áreas:

$$\sigma_a = \frac{p \cdot \pi r^2}{\pi(r+t)^2 - \pi r^2} \quad (4.25)$$

$$\sigma_a = \frac{p \cdot \pi r^2}{\pi r^2 + 2\pi r t + \pi t^2 - \pi r^2} \quad (4.26)$$

En la ecuación (4.4) se observa que πt^2 , tiende a cero por la relación que existe para los cilindros de pared delgada la cual dice lo siguiente:

$$\frac{r}{t} \geq 10 \quad (a)$$

Si despejamos a t:

$$t = \frac{r}{10} \quad (b)$$

Ahora si el espesor t se eleva al cuadrado tenemos que la relación es aun más pequeña:

$$t^2 = \frac{1}{100} \approx 0 \quad (c)$$

Debido a lo anterior la ecuación (4.4) quedará de la siguiente forma:

$$\sigma_a = \frac{p\pi r^2}{2\pi r t} \quad (4.27)$$

Por lo que el esfuerzo axial o longitudinal se determina por:

$$\sigma_a = \frac{pr}{2t} \quad (4.28)$$

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

El esfuerzo circunferencial u horizontal se determinará por el diagrama de cuerpo libre de la figura (4.3).

FIGURA (4.3) diagrama de cuerpo libre para determinar el esfuerzo circunferencial.

Si se toma un plano arbitrario de sección longitudinal que divida el recipiente a la mitad (es decir, que contenga el eje longitudinal), se obtiene dos superficies sobre las que el esfuerzo es σ_h son paralelas. Así, al sumar las fuerzas en dirección circunferencial (es decir, tangencial a la circunferencia), se obtiene:

$$\sum F_h = 0: \quad \sigma_h A_h - p A_{ph} = 0 \quad (4.29)$$

Despejando a σ_h :

$$\sigma_h = \frac{p A_{ph}}{A_h} \quad (4.30)$$

Sustituyendo las áreas:

$$\sigma_h = \frac{p \Delta_x 2r}{2t \Delta_x} \quad (4.31)$$

Por lo que la ecuación de esfuerzo circunferencial u horizontal esta dado por:

$$\sigma_h = \frac{pr}{t} \quad (4.32)$$

Ahora bien tenemos que:

$$\sigma_a = \frac{pr}{2t} = \frac{1}{2} \frac{pr}{t} \quad (4.33)$$

Sustituyendo lo anterior:

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

$$\sigma_a = \frac{1}{2} \sigma_h \quad (4.34)$$

$$\sigma_h = 2\sigma_a \quad (4.35)$$

4.2.2 DISEÑO DEL PISTÓN DE EXPANSIÓN Y DE COMPRESIÓN.

4.2.2.1 PISTÓN DE EXPANSIÓN.

Para diseñar el pistón de expansión se tomarán datos anteriores, como el del volumen barrido, la carrera y el diámetro del pistón.

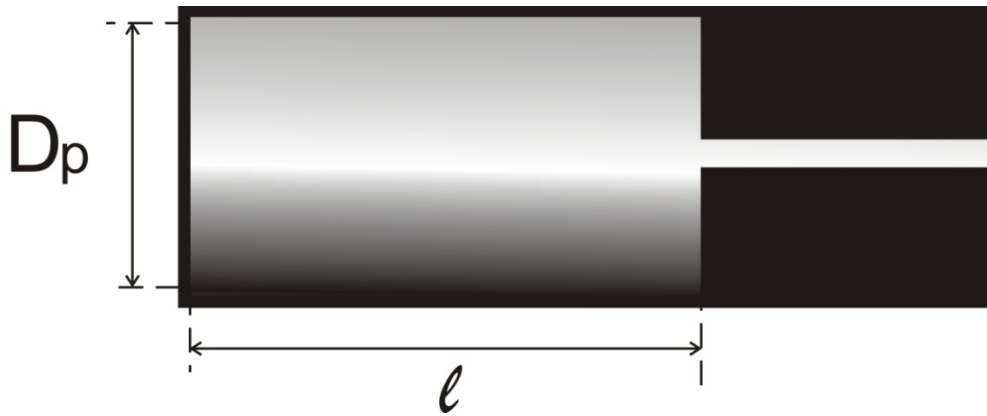


FIGURA (4.3) Pistón de expansión.

La longitud del pistón l_{pe} , está relacionada con el diámetro del mismo, como se observa:

$$l_{pe} \geq D_p \quad (4.36)$$

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

La longitud del pistón de expansión se tomará mayor que el diámetro, para evitar que el calor de la zona caliente, llegue a la zona fría del cilindro, por lo tanto tenemos que:

$$l_{pe} = nD_p \quad (4.37)$$

En este caso n , será igual a 1.5:

$$l_{pe} = 1.5D_p \quad (4.38)$$

Recordando que el diámetro del pistón es de 6.5cm:

$$l_{pe} = 1.5(6.5) = 10cm \quad (4.40)$$

De esta forma se obtiene la longitud del pistón de expansión.

Los pistones se realizarán en aleaciones de aluminio-silicio (Al-Si), AS-10 y AS12, debido a que los efectos del silicio son importantes, a medida que aumenta su proporción en la aleación (desde un 9% hasta un 20% de Si).

Las características que proporcionan son las siguientes:

- La densidad disminuye.
- El coeficiente de dilatación disminuye.
- La conductividad térmica mejora.
- Aumenta la dureza y la resistencia a la fractura.
- Aumenta los problemas de mecanizado.

Por lo tanto el material que se propondrá será una aleación de aluminio, silicio y magnesio (Al-7SiMg), de la tabla 1 (Apéndice A).

Al obtener la densidad del material se propondrá conocer la masa del pistón pero para ello es necesario obtener de primera estancia el volumen del pistón.

Por lo tanto el volumen del pistón se obtendrá de la siguiente manera:

$$V_{pe} = A_{pe} \cdot l_{pe} \quad (4.41)$$

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

Donde:

V_{pe} ; Volumen del pistón de expansión

A_{pe} ; Área del pistón de expansión

l_{pe} ; Longitud del pistón de expansión.

Sustituyendo:

$$V_{pe} = \frac{\pi(6.5^2)}{4} \cdot 10 = 331.8 \text{ cm}^3 \quad (4.42)$$

De la formula de la densidad, se despejará la masa, quedando de la siguiente manera:

$$m_{pe} = V_{pe} \cdot \rho_{material} \quad (4.43)$$

$$m_{pe} = 331.8 \cdot 2.68 \times 10^{-3} = 0.889 \text{ kg} \quad (4.44)$$

Para el caso del pistón de expansión no es necesario diseñar los anillo debido a que la transferencia de lo gases se hace por las paredes del pistón, y de haber anillos para mantener la estanqueidad del gas no podría moverse.



FIGURA (4.4) Biela del pistón de expansión.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

En la figura anterior se observa que el ángulo de la manivela, es $\alpha = \pi/2$, por lo tanto de esta manera se podrá calcular el diámetro de la biela.

En la figura (4.4) se observan las cargas P , en los extremos de la biela. Esas fuerzas que se indican en realidad son las resultantes de presiones de carga del fluido.}la distribución de esfuerzos en torno a las barrenos es bastante complicada, sin embargo a medida que se alejan las cargas de los extremos y se recorren hacia el centro de la biela, la distribución de esfuerzos tiende hacer uniforme.

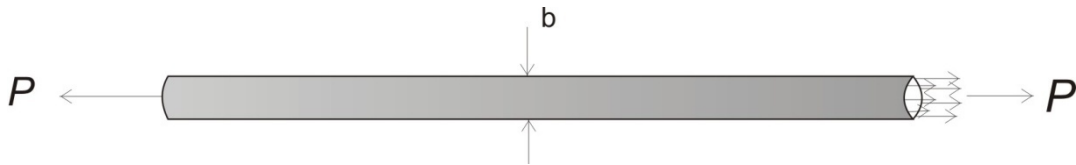


FIGURA (4.5) Esfuerzos normales de la biela.

Se usará la formula $\sigma = F/A$; en cualquier punto dentro de la biela que esté alejada de la concentración de esfuerzos.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (4.45)$$

Esta ecuación expresa la intensidad del esfuerzo uniforme en la biela con carga axial en su corte transversal, por lo tanto:

$$\sigma_{perm} = \frac{P_{max}A_p}{A_b} \quad (4.46)$$

Donde:

A_p ; Área transversal del pistón de expansión.

A_b ; Área transversal de la biela.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

De esta manera se obtendrá el diámetro de la biela, necesario para resistir la compresión del fluido por lo que tenemos:

$$\sigma_{perm} = \frac{P_{max} \pi d_p^2}{4 \frac{\pi d_b^2}{4}} \quad (4.47)$$

Despejando d_b ;

$$d_b = \sqrt{\frac{d_p^2 P_{max}}{\sigma_{perm}}} \quad (4.48)$$

4.2.2.2 PISTÓN DE COMPRESIÓN.

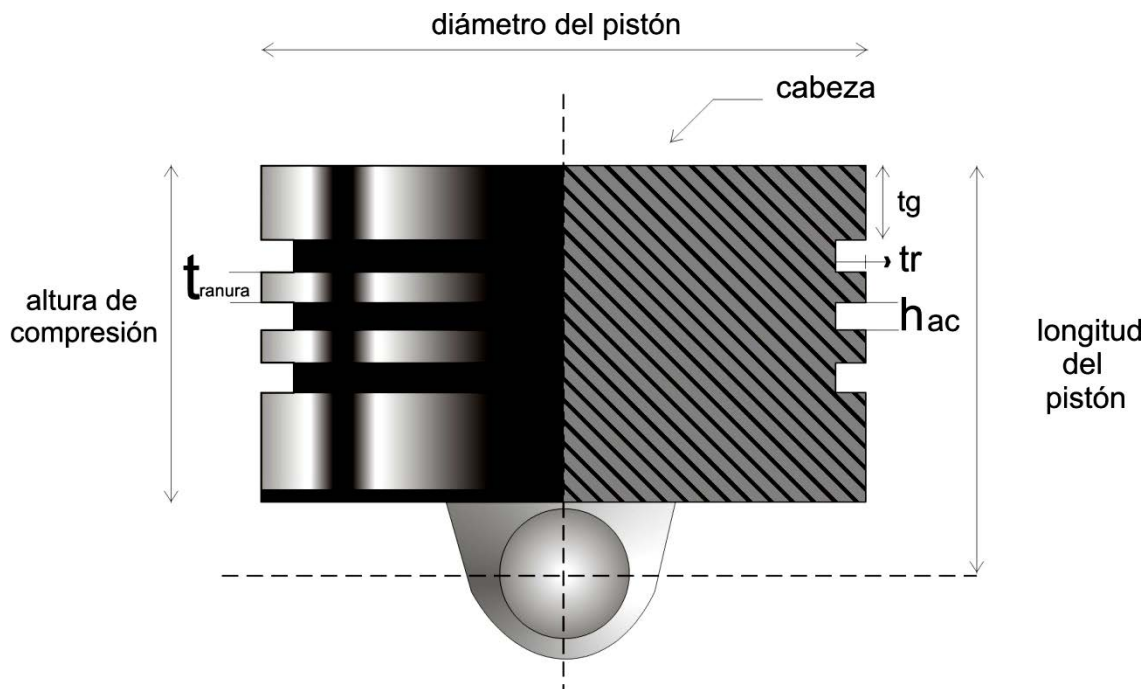


FIGURA (4.6) PISTÓN DE COMPRESIÓN.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

Para el diseño del pistón de compresión, se utilizarán los mismos valores de volumen de barrido V_b , el diámetro del pistón D_p , y la carrera S , que para el pistón de expansión.

En este caso la longitud del pistón de compresión se propondrá que sea igual al diámetro del pistón.

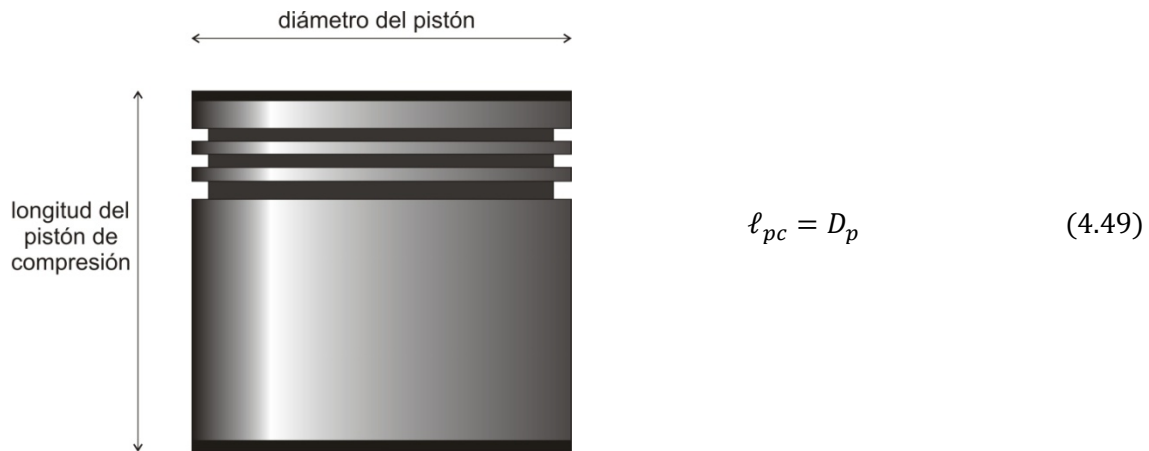


FIGURA (4.7) Longitud del pistón.

Para determinar la altura del pistón necesaria para soportar la compresión del fluido será de la siguiente manera:

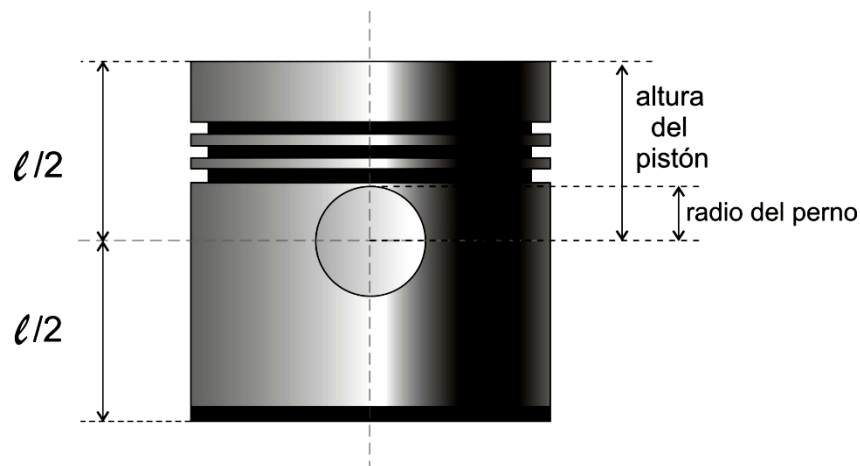


FIGURA (4.8)

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

De la figura (4.8) se observa que la altura del pistón h_c , será la mitad de la longitud menos el radio del perno, por lo tanto tenemos que:

$$h_c = \frac{\ell}{2} - r_{pc} \quad (4.50)$$

Por diseño el pistón de compresión no tiene espesor de cabeza, pero se calculará para asegurar que la altura del pistón, sea suficiente para soportar la presión del fluido.

$$t_{cabeza} = 0.43 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{P_{max}}{\sigma_{perm}}} \quad (4.51)$$

Donde:

P_{max} ; Presión máxima

D ; Diámetro del cilindro

σ_{perm} ; Esfuerzo permisible a la tensión.

El volumen del pistón de compresión se obtendrá de la misma forma que para el pistón de expansión por lo tanto tenemos:

$$V_{pc} = A_{pc} \cdot l_{pc} \quad (4.52)$$

Donde:

V_{pc} ; Volumen del pistón de compresión

A_{pc} ; Área del pistón de compresión

l_{pc} ; Longitud del pistón de expansión.

De la formula de la densidad, se obtendrá la masa del pistón de compresión:

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

$$m_{pc} = V_{pc} \cdot \rho_{material} \quad (4.53)$$

Para mantener la estanqueidad entre el cilindro y el pistón durante el movimiento de éste, se utilizará unos anillos elásticos que reciben el nombre de segmento o aros. Dichos anillos se colocan sobre unas ranuras que se han realizado a tal efecto en las paredes del pistón.

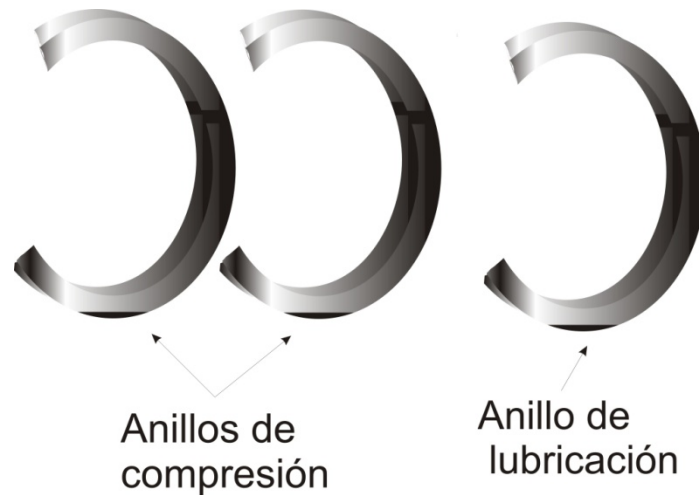


FIGURA (4.9) Anillos de estanqueidad.

Los anillos deben de presentar las siguientes características:

- Resistencia al desgaste, pero sin ser demasiados duros para desgastar prematuramente la pared del cilindro.
- Resistencia a la corrosión.
- No presentar síntomas de fragilidad ante las elevadas temperaturas y presiones que deben soportar.
- Mantener sus condiciones en todos los estados térmicos de trabajo.
- Suficiente elasticidad para permitir el montaje y mantener uniforme la presión sobre la pared del cilindro.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

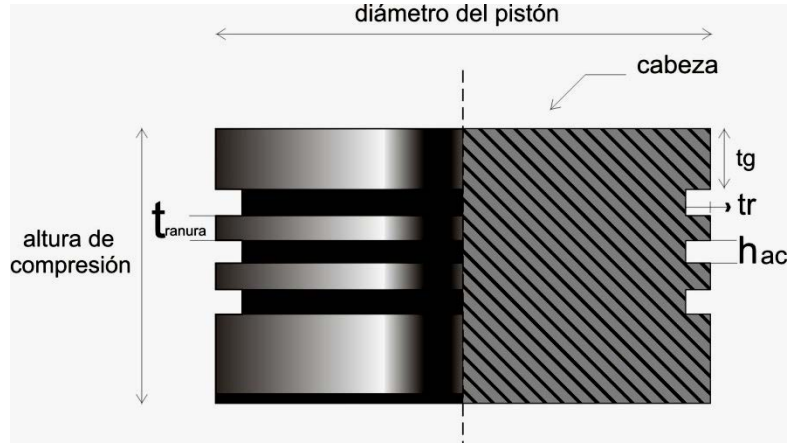


FIGURA (4.10)

Para diseñar los anillos, es necesario calcular los siguientes parámetros:

Espesor radial;

$$t_r = \frac{D}{22} \quad (4.54)$$

Altura del anillo del pistón;

$$h_c = 0.7t_r \quad (4.55)$$

Distancia de la corona del pistón al primer anillo;

$$t_g = 1.2t_{cabeza} \quad (4.56)$$

Distancia entre las ranuras de los anillos;

$$t_\ell = h_c \quad (4.57)$$

Profundidad del anillo de compresión;

$$t_{ac} = t_r + 0.003D + 0.010 \quad (4.58)$$

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

Para conocer la cantidad de anillos que deberá tener el pistón, lo obtendremos de la siguiente ecuación:

$$i = \frac{D}{10h_c} \quad (4.59)$$

Donde:

i ; Número de anillos

h ; Altura del anillo

D ; Diámetro del pistón.

Para obtener una buena estanqueidad es necesario que las cotas de los segmentos o anillos sean apropiadas (tolerancias estrechas) y que estas puedan moverse libremente en las ranuras, aunque manteniendo siempre el contacto con la pared del pistón y un correcto apoyo en su alojamiento. El diámetro de los segmentos antes de ser montados debe ser ligeramente superior al del cilindro, para que una vez montados estos ejerzan una presión fuerte y uniforme sobre las paredes del cilindro.

Las cotas geométricas mas habituales se muestran en la siguiente figura.

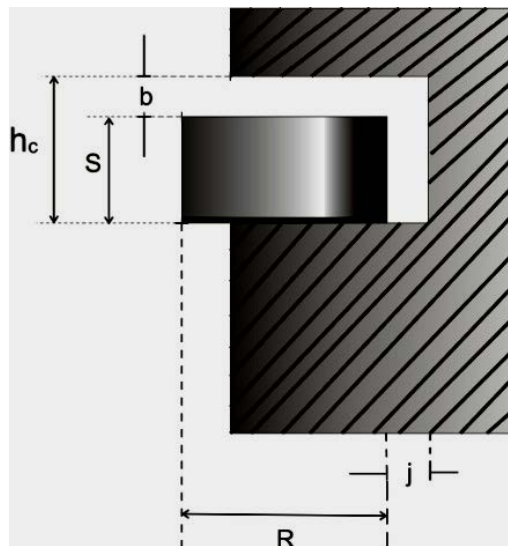


FIGURA (4.11) Principales cotas geométricas de un segmento.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

La cota “b” corresponde al juego superior para un motor alternativo y su valor varía entre: 0.05 – 0.10 mm.

Para este caso se tomará de 0.10mm.

La cota “j” corresponde al juego en el fondo de la ranura y es diferente según el segmento:

Anillo de estanqueidad: 0.2 – 0.3 mm, para este caso se tomará de 0.3mm.

Anillo de lubricación: 0.4 – 1.0 mm, se tomará de 1.0mm.

Las cotas “b” y “j” permitirán el correcto engrase del pistón y de las superficies de contacto.

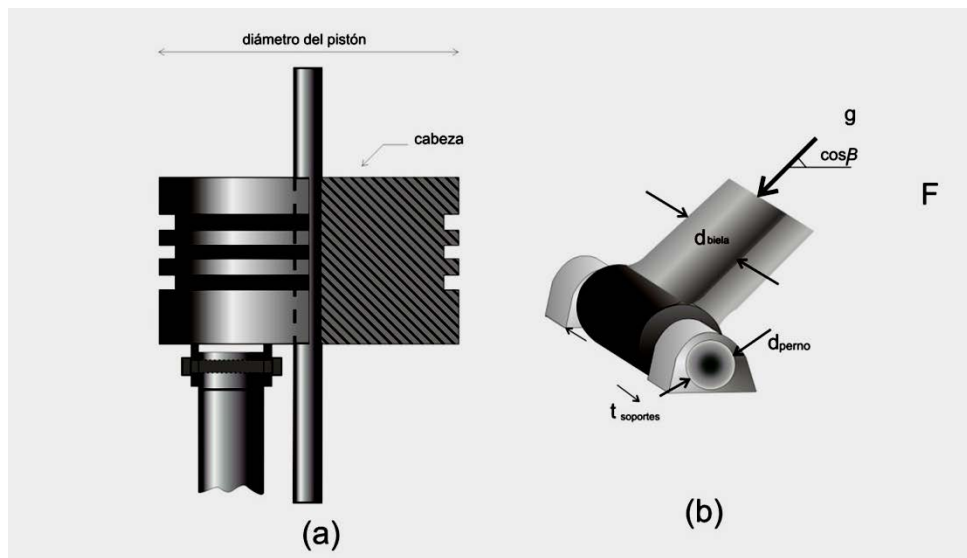


FIGURA (4.12)Perno de la biela.

Recordando la ecuación (3.66) que dice lo siguiente:

$$Fb = \frac{F}{\cos\beta} \quad (3.66)$$

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

Dado que en este caso la biela esta en su punto máximo y por lo tanto no hay ángulo la ecuación anterior quedará de la siguiente manera:

$$Fb = F \quad (4.60)$$

Para este caso de tomará las fuerzas de los gases como la fuerza total por lo tanto:

$$Fb = Fg = Pmax \cdot Ap \quad Ap \text{ corregir} \quad (4.61)$$

De esta manera se obtendrá la fuerza que actúa en la biela de compresión.

Para conocer el diámetro del perno, se obtendrá del esfuerzo cortante en el perno. Como se muestra en la figura (4.b) el perno se corta en dos planos entre la carga Fg y los soportes. Por lo consiguiente el esfuerzo cortante promedio en el pasador (que actúa a cortante doble) es igual a la carga total aplicada al pasador dividida entre dos veces su área transversal.

$$\tau_{perm} = \frac{P}{2\pi d_{perno}^2 / 4} \quad (4.62)$$

Despejando el d_{perno} :

$$d_{perno} = \sqrt{\frac{4P}{\tau_{perm} 2\pi}} \quad (4.63)$$

Conociendo el d_{perno} , se podrá obtener el espesor de los soportes en dos lugares, por lo que el área de apoyo es el doble del espesor de los soportes por el diámetro del pasador, es decir:

$$\tau_{perm} = \frac{P}{2t_s d_{perno}} \quad (4.64)$$

Despejando el espesor:

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

$$t_s = \frac{P}{2d_{\text{perno}}\tau_{\text{perm}}} \quad (4.65)$$

Por diseño los soportes serán soldados a la base del pistón, por lo tanto la soldadura de los soportes se calculará de la siguiente manera:

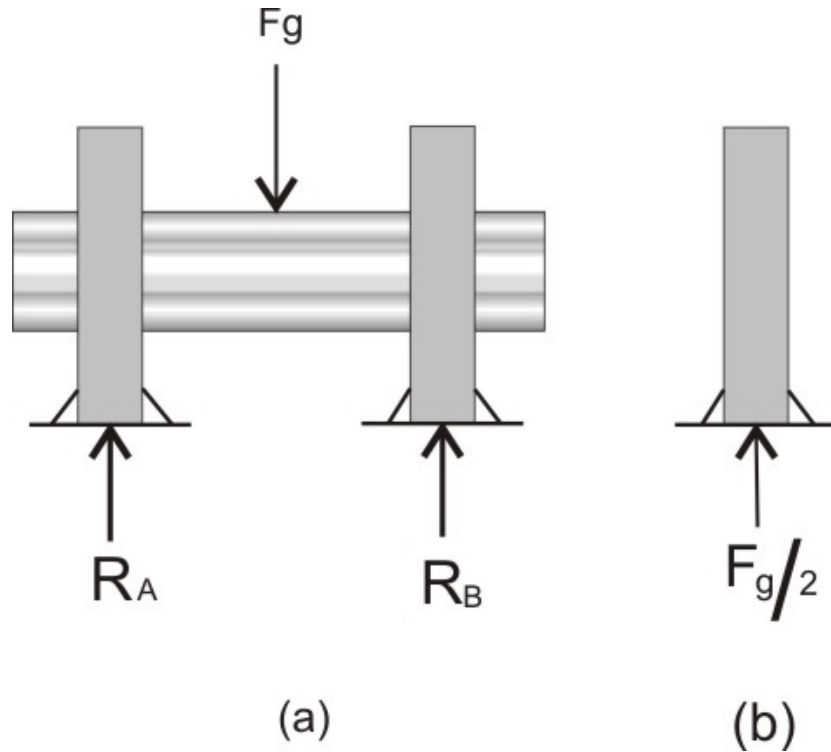


FIGURA (4.13) Fuerzas que actúan en los soportes.

De la figura anterior podemos observar que el perno y los soportes son simétricos por lo tanto las reacciones en cada soporte son la mitad de la fuerza de los gases, como se muestra en la figura (4.b). Para calcular la soldadura de los soportes se propondrá un electrodo E70 ya que son lo mas comunes en trabajo estructural. Primero se obtendrán la longitud de la soldadura que será alrededor de los soportes.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

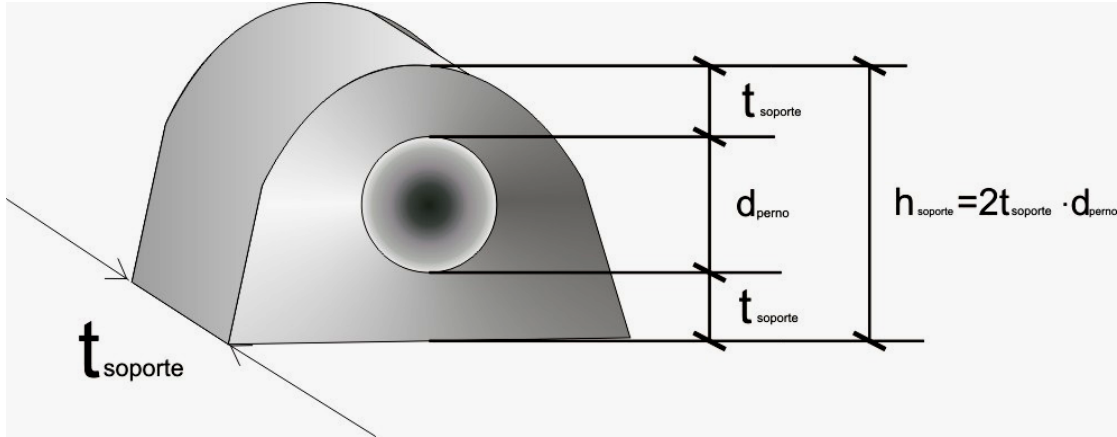


FIGURA (4.14) Soporte.

De la figura (4.) se deducirá la longitud de la soldadura.

$$L_s = 2t_{soporte} + 2h_{soporte} \quad (4.66)$$

Debido a que el sistema de unidades para la selección de electrodo es el sistema ingles (SI), se harán las conversiones necesarias.

La carga que puede soportar cada plg., de soldadura se calculará de la siguiente manera:

$$q = \frac{Fg}{L} \quad (4.67)$$

Para la longitud de 1plg., de soldadura, la ecuación (4.67) se escribe como.

$$q = 14850a \quad (4.68)$$

Donde:

a; tamaño de la soldadura en plg.

Despejando a;

$$a = 14850q \quad (4.69)$$

4.2.3 DISEÑO DEL VOLANTE DEL MOTOR.

Antes de diseñar el volante es necesario conocer el grado de irregularidad del motor ϑ ; el cual se determinará con las velocidades angulares ya que estas al igual que el par motor varían de un valor máximo a uno mínimo.

$$\vartheta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_m} \quad (4.70)$$

Donde:

ω_{max} ; Velocidad máxima propuesta por diseño.

ω_{min} ; Velocidad que se puede entregar al motor en el primer movimiento.

ω_m ; Velocidad media.

Para contrarrestar el grado de irregularidad de funcionamiento del motor, será por medio de un volante de inercia que tiene como objeto almacenar y entregar energía cuando el motor lo requiera. El volante tiene como objetivos los siguientes:

- Uniformizar el par motor y la velocidad angular.
- Conservar las fluctuaciones de velocidad angular dentro de los límites que se desean.
- Limitar las momentáneas elevaciones o caídas de velocidad durante los cambios súbitos de carga.
- Dar energía al embolo durante la carrera de compresión (particularmente a bajas velocidades)

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

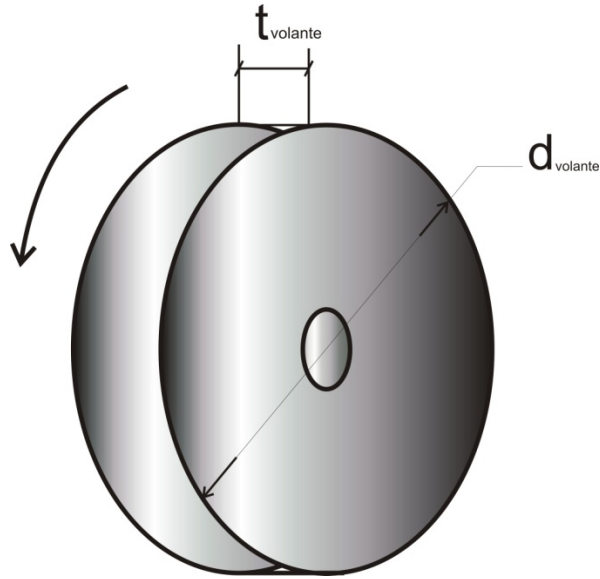


FIGURA (4.15) Volante del motor.

El diámetro del volante debe ser total que la velocidad tangencial no alcance valores peligrosos para la resistencia del material (ya que esta sometido a fuerzas centrífugas):

$$F_c = m_{volante} \omega^2 \cdot r \quad (4.71)$$

El diámetro máximo la obtendremos de la siguiente ecuación:

$$D_{volante} = \frac{60 \cdot V_t}{\pi \cdot n} \quad (4.72)$$

Donde:

$D_{volante}$; Diámetro del volante.

n ; Revoluciones por minuto.

V_t ; Velocidad tangencial y se obtendrá del material que en este caso será de Acero forjado (100 m/s).

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

Para amortiguar la energía se hará lo siguiente:

$$W_{neto} = J \cdot \omega^2 \cdot \vartheta \quad (4.73)$$

Donde:

W_{neto} ; Trabajo neto.

J ; Momento de inercia del volante.

ω ; Velocidad angular del motor.

ϑ ; Grado de irregularidad del motor.

Escribiendo la ecuación de otra manera:

$$\frac{Pm}{V_b} = \frac{1}{2} m r^2 \cdot \omega^2 \left(\frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_m} \right) \quad (4.74)$$

Despejando el momento de inercia:

$$J = \frac{W_{neto}}{\omega^2 \cdot \vartheta} \quad (4.75)$$

Se sabe que el momento de inercia es igual a $\frac{1}{2} m r^2$, por lo que se despejará la masa, ya que esta es necesaria para conocer el diámetro máximo del volante, por lo tanto:

$$m = \frac{2J}{r^2} \quad (4.76)$$

Para determinar la geometría del volante, primero será necesario, conocer su volumen y se obtendrá de la ecuación de densidad por lo tanto:

$$m_{volante} = V_{volante} \cdot \rho_{material} \quad (4.77)$$

Despejando el volumen;

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

$$V_{volante} = \frac{m_{volante}}{\rho_{material}} \quad (4.78)$$

Conociendo el volumen se podrá obtener el espesor del volante del motor, como se muestra:

$$V_{volante} = \frac{\pi d_{volante}^2}{4} \cdot t_{volante} \quad (4.79)$$

Donde:

$V_{volante}$; Volumen del volante

$d_{volante}$; Diámetro del volante.

$t_{volante}$; Espesor del volante.

Despejando el espesor;

$$t_{volante} = \frac{4V_{volante}}{d_{volante}^2 \pi} \quad (4.80)$$

4.2.4 DISEÑO DEL EJE

Para el diseño del eje, se determinará el diámetro correcto del eje para asegurar rigidez y resistencia cuando el eje transmite potencia. Por lo general los ejes tienen sección transversal circular y pueden ser huecos o macizos, para este caso se diseñará un eje macizo.

Se ocupará un material dúctil para el diseño del eje, debido a la resistencia que se obtiene de estos materiales. El diseño se realizará por la teoría del esfuerzo cortante máximo.

Debido a que los ejes están sometidos a torsión, flexión y carga axial se hará el análisis de cada uno.

Para cargas torsionales, el esfuerzo de torsión τ_{xy} es:

$$\tau_{xy} = \frac{M_t r}{J} = \frac{16M_t}{\pi d^3} \quad (4.81)$$

Para cargas de flexión, el esfuerzo de flexión S_b (tracción o compresión) es:

$$S_b = \frac{M_b r}{J} = \frac{32M_b}{\pi d^3} \quad (4.82)$$

Para cargas axiales, el esfuerzo compresión o tracción S_a es:

$$S_a = \frac{4F_a}{\pi d^3} \quad (4.83)$$

La ecuación del código ASME, para un eje macizo con carga axial pequeña o nula, se reduce a:

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_s} \sqrt{(K_b M_b)^2 + (K_t M_t)^2} \quad (4.84)$$

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

El momento de torsión que actúa sobre el eje se determinará de la siguiente manera:

$$M_t = \frac{hp \times 33000 \times 12}{2\pi rpm} = \frac{63000 \times hp}{rpm} \quad (4.85)$$

En donde:

τ_{xy} = Esfuerzo cortante de torsión

M_t = Momento de torsión N/mm^2

M_b = Momento de flexión N/mm^2

d_o = Diámetro exterior del eje mm

d_i = Diámetro interior del eje, mm

F_a = Carga axial N

$$K = d_i / d_o$$

Kb = Factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento flector

Kt = Factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento de torsión.

Para ejes en rotación :	Kb	Kt
Carga aplicada gradualmente	1.5	1.0
Carga repentina (choque menor)	1.5 a 2.0	1.0 a 1.5
Carga repentina (choque fuerte)	2.0 a 3.0	1.5 a 3.0

S_b = Esfuerzo de flexión (tensión o compresión), N/m^2

S_a = Esfuerzo axial (tensión o compresión) N/m^2

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

Codigo ASME para ejes de acero comercial:

S_s (permisible) = 8000 psi para ejes sin cuñero

S_s (permisible) = 6000 psi para ejes con cuñero

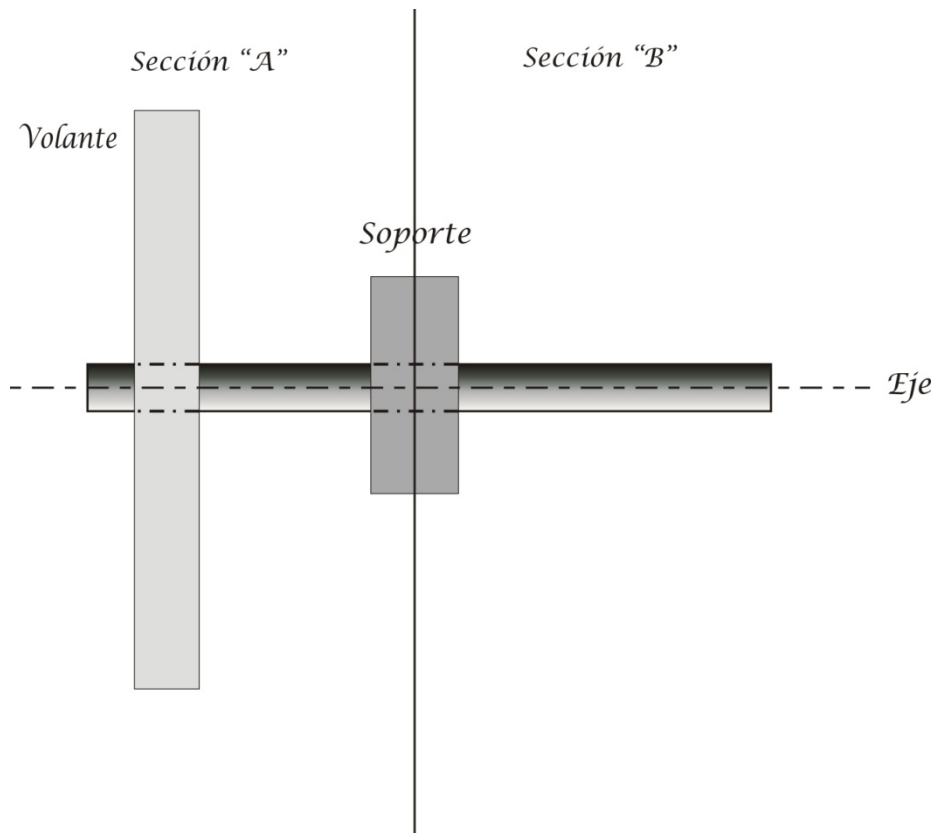
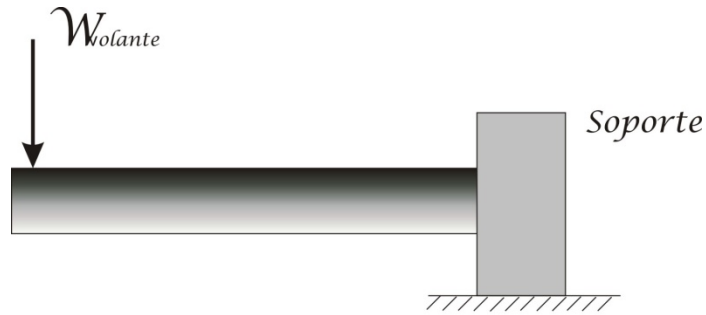


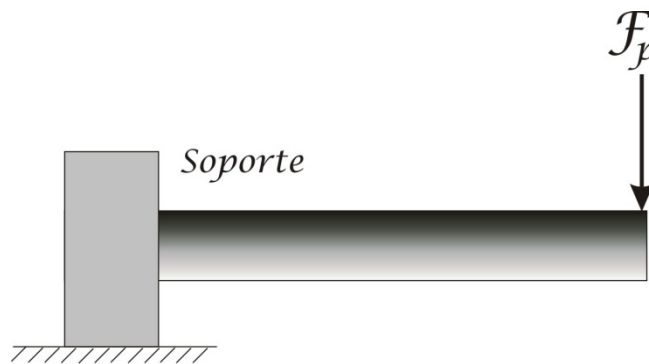
Figura (4.16) Eje

Para diseñar el eje se analizará en dos partes como se muestra a continuación:



Sección “A”

FIGURA (4.17) Eje sección “A”



Sección “B”

FIGURA (4.18) Eje sección “B”

Primero se analizará la sección “A”. de la figura (4.17) se obtiene lo siguiente:

$$M_b = WL \quad (4.86)$$

$$M_t = \frac{63000 \times hp}{rpm} \quad (4.87)$$

Al obtener estos valores se sustituirán en la ecuación (4.84) como se muestra:

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_s} \sqrt{(K_b M_{ba})^2 + (K_t M_{ta})^2} \quad (4.88)$$

Para la sección “B” se analizará de la misma forma a excepción del pistón, obteniendo como diámetro:

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_s} \sqrt{(K_b M_{bb})^2 + (K_t M_{tb})^2} \quad (4.89)$$

CONCLUSIONES.

El motor Stirling es una tecnología que era muy poco difundida, pero está despertando cada vez más interés por las cualidades que presenta, debido a su sencillez de mecanismos, operación silenciosa, capacidad teórica de alcanzar la eficiencia de Carnot.

Es debido a este, que en este trabajo presenta una contribución al diseño de un termogenerador tipo beta ocupando el motor Stirling como su principal componente.

Para obtener una metodología de diseño para el termogenerador, se realizó el análisis termodinámico y cinemático del motor Stirling tipo Beta, debido a estos análisis, se logró obtener una metodología de diseño la cual nos permitirá dimensionar el termogenerador tipo Beta, tomando en cuenta todos los parámetros tanto termodinámicos, cinemáticos e incluso los esfuerzos de materiales, lo que proporciona que la metodología del diseño se podrá adaptar a diferentes parámetros para cambiar su configuración.

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

BIBLIOGRAFÍA

Artin D. Minassians, 2004. Stirling Engines for Low-Temperature Solar-Thermal-Electric Power Generation. University of California.

A. S. Hall, A. R. Holowenco y H. G. Laughling. Diseño de Máquinas. Serie Schaum. Editorial McGraw Hill.

Dante Giacosa. Motores endotérmicos. Editorial Científico Medica

Engines. B. SC. Mechanical engineering and Materials Science University of Central Florida.

Enrico Fermi, 1988. Termodinámica. Editorial Bollati Boringhieri.

Fitzgerald. Mecánica de Materiales. Editorial Alfaomega.

F. Sokolov, P. Usov., 1978. Mecánica Industrial. Editorial MIR

Graham Walker. Stirling Engines. Oxford University Press.

Jhon R. Howell, Richard O. Buckius. Principios de Termodinámica Para ingenieros. Editorial McGraw Hill.

Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke, 2002. Diseño en Ingeniería Mecánica. Sexta Edición. Editorial McGraw Hill.

Miranda Morales José, 2008. Análisis termodinámico de un motor de ciclo Stirling. Instituto Politecnico Nacional.

R.C. Hibbeler, 2006. Mecánica de Materiales. Sexta Edición. Editorial Prentice Hall.

Robert L. Mott, 1992. Diseño de Elementos de Maquinas. Segunda Edición. Editorial Prentice Hall.

Robert L. Norton, 2009. Diseño de Maquinaria. Cuarta edición. Editorial McGraw Hill

DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO BETA

S. Timoshenko. Resistencia de Materiales Tomo 2. Editorial Espasa-Calpe.

Samuel Alcántara Montes, 2000. Introducción a la Termodinámica. Primera Edición. Editorial Just in Time Press.

Stephen D. Chastain. Making Pistons For Experimental and Restoration

William R. Martini. Stirling engine Design Manual. NASA.