



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 ALFA

TESIS

PARA OBTENER EL GRADO DE

MAESTRO EN CIENCIAS

CON LA ESPECIALIDAD EN

INGENIERÍA MECÁNICA

PRESENTA

ING. YONATAN ALI RODRÍGUEZ ARIAS

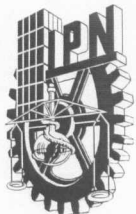
BAJO LA DIRECCIÓN DE:

DR. SAMUEL ALCANTARA MONTES

Y COODIRECCIÓN DE:

DR. JOSÉ ANGEL 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 17:00 horas del día 10 del mes de Agosto del 2010 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 ALFA"

Presentada por el alumno:

RODRÍGUEZ

Apellido paterno

ARIAS

Apellido materno

YONATAN ALI

Nombre(s)

Con registro:

A	0	8	0	1	6	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 LODEGARIO ORTEGA HERRERA

Segundo Vocal

DR. VALERY ROMANOVICH NOSSOV

Tercer Vocal

DR. JOSÉ ÁNGEL LODEGARIO ORTEGA HERRERA

Secretario

M. EN C. CANDIDO PALACIOS MONTUFAR

DR. MANUEL VITE TORRES

EL PRESIDENTE DEL COLEGIO

DR. JAIME ROBLES GARCÍA





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. YONATAN ALI RODRÍGUEZ ARIAS** alumno del programa de **MAESTRÍA EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA**, con número de registro **A080162**, 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 ALCANTARA MONTES Y Dr. JOSE ANGEL LODEGARIO ORTEGA HERRERA** y cede los derechos del trabajo titulado **“DISEÑO DE UN TERMOGENERADOR TIPO ALFA”**, 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: yonatanorion_84@hotmail.com.

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

ING. YONATAN ALI RODRIGUEZ ARIAS

INDICE GENERAL	Página
RESUMEN	I
ABSTRACT	II
INTRODUCCIÓN	III
CAPITULO 1 ESTADO DEL ARTE	1
1.1 REVISIÓN DE ARTICULOS	1
1.2 PROYECTOS ACTUALES	2
1.2.1 DISCO STIRLING ABENGOA SOLAR	
1.2.2 TECNOLOGIA TORRE ABENGOA SOLAR	
1.2.3 STIRLING ENERGY SYSTEMS	
CAPITULO 2 EL TERMOGENERADOR TIPO ALFA	5
2.1 TERMOGENERADOR	5
2.2 COMPONENTES DEL TERMOGENERADOR	5
2.3 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL TERMOGENERADOR	6
2.4 DESCRIPCION DE LOS COMPONENTES DEL TERMOGENERADOR TIPO ALFA	6
2.4.1 MOTOR STIRLING TIPO ALFA	
2.4.1.1 PARTES GENERALES DEL MOTOR STIRLING TIPO ALFA	
2.4.2 CONCENTRADOR SOLAR	14
2.4.3 GENERADOR ELÉCTRICO	15
CAPITULO 3 ANÁLISIS TÉRMICO	16
3.1 ANÁLISIS TEÓRICO A PARTIR DEL CICLO STIRLING	16
3.1.1 PRESIÓN MEDIA	18
3.1.2 POTENCIA	19
3.2 ANÁLISIS TEÓRICO A PARTIR DEL MOTOR STIRLING	20
3.2.1 PRESIÓN INSTANTANEA	22

3.3 TEMPERATURA EN EL REGENERADOR	23
CAPITULO 4 ANÁLISIS CINEMÁTICO DEL MECANISMO BIELA-MANIVELA	26
4.1ANÁLISIS DE POSICIÓN, VELOCIDAD Y ACELERACIÓN	26
4.1.1 MECANISMO DE LA ZONA DE EXPANSIÓN	26
4.1.2 MECANISMO DE LA ZONA DE COMPRESIÓN	29
4.2 FUERZAS QUE ACTUAN EN EL MECANISMO BIELA-MANIVELA	31
4.2.1FUERZA TOTAL EN EL PISTÓN	32
4.2.1.1FUERZA DEBIDA A LA PRESIÓN DEL FLUIDO	
4.2.1.2 FUERZA DEBIDA A LA INERCIA DE MASAS CON MOVIMIENTO ALTERNATIVO	
4.2.1.3 FUERZA TOTAL EN EL PISTON PARA LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN	
4.2.1.4 FUERZA TOTAL EN EL PISTON PARA LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN	
4.2.2 FUERZA QUE ACTUA SOBRE LA BIELA	35
4.2.2.1FUERZA QUE ACTUA SOBRE LA BIELA EN LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN	
4.2.2.2 FUERZA QUE ACTUA SOBRE LA BIELA EN LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN	
4.2.3 FUERZA NORMAL	36
4.2.3.1 FUERZA NORMAL EN LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN	
4.2.3.2 FUERZA NORMAL EN LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN	
4.2.4 FUERZA TANGENCIAL AL RADIO DE LA MANIVELA	37
4.2.4.1FUERZA TANGENCIAL AL RADIO DE LA MANIVELA EN LA ZONA DE EXPANSIÓN	
4.2.4.2 FUERZA TANGENCIAL AL RADIO DE LA MANIVELA EN LA ZONA DE COMPRESIÓN	

4.2.5 FUERZA RADIAL SOBRE LA MANIVELA	38
4.2.5.1 FUERZA RADIAL SOBRE LA MANIVELA EN LA ZONA DE EXPANSIÓN	
4.2.5.2 FUERZA RADIAL SOBRE LA MANIVELA EN LA ZONA DE COMPRESIÓN	
4.3 RELACIONANDO EL ANÁLISIS CINEMÁTICO Y EL VOLUMEN BARRIDO	39
4.3.1 PARA LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN	40
4.3.2 PARA LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN	40
4.3.3 ECUACIONES FINALES DE MASA Y VOLUMEN RELACIONANDO ANÁLISIS TÉRMICO Y CINEMÁTICO	41
4.3.3.1 PARA LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN	
4.3.3.2 PARA LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN	
4.3.3.3 VOLUMEN TOTAL	
4.3.3.4 MASA TOTAL	
CAPITULO 5 DISEÑO DEL TERMOGENERADOR TIPO ALFA	43
5.1 PROPUESTA DE DISEÑO DEL TERMOGENERADOR TIPO ALFA	43
5.2 DISEÑO DEL MOTOR	44
5.2.1 DETERMINACIÓN DEL VOLUMEN BARRIDO POR EL PISTÓN	44
5.2.1.1 PARA LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN	
5.2.1.2 PARA LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN	
5.2.2 DETERMINACIÓN DEL DIÁMETRO DEL PISTÓN	45
5.2.2.1 PARA LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN	
5.2.2.2 PARA LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN	
5.2.3 DISEÑO MECÁNICO DEL PISTÓN	46
5.2.3.1 PARA LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN	

5.2.3.2 PARA LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN	
5.2.4 DISEÑO DE PARAMETROS SECUNDARIOS DEL PISTÓN	56
5.2.4.1 LONGITUD DEL PISTÓN	
5.2.4.1.1 PARA LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN	
5.2.4.1.2 PARA LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN	
5.2.4.2 DISTANCIA DE LA PARTE SUPERIOR DE LA CABEZA DEL PISTÓN AL PRIMER ANILLO	
5.2.4.2.1 PARA LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN	
5.2.4.2.2 PARA LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN	
5.2.4.3 ALTURA DEL ANILLO	
5.2.4.3.1 PARA LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN	
5.2.4.3.2 PARA LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN	
5.2.4.4 NUMERO DE ANILLOS	
5.2.4.4.1 PARA LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN	
5.2.4.4.2 PARA LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN	
5.2.4.5 DISTANCIA ENTRE ANILLO Y ANILLO	
5.2.4.5.1 PARA LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN	
5.2.4.5.2 PARA LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN	
5.2.4.6 PROFUNDIDAD DE LOS ANILLOS	
5.2.4.6.1 PARA LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN	
5.2.4.6.2 PARA LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN	
5.2.4.7 UBICACIÓN DEL CENTRO DEL PASADOR DEL PISTÓN	
5.2.5 DISEÑO MECÁNICO DEL PASADOR DEL PISTÓN	61
5.2.5.1 PARA LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN	
5.2.5.2 PARA LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN	

5.2.6 DETERMINACIÓN DEL DIÁMETRO INTERIOR DE LOS CILINDROS	67
5.2.6.1 PARA LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN	
5.2.6.2 PARA LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN	
5.2.7 DISEÑO MECÁNICO DEL CILINDRO	67
5.2.8 DISEÑO MECÁNICO DE LA BIELA	
5.2.8.1 DETERMINACIÓN DE LA LONGITUD DE LA BIELA	
5.2.8.2 DETERMINACIÓN DEL PERFIL DE LA BIELA	
5.2.8.2.1 PARA LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN	
5.2.8.2.2 PARA LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN	
5.2.9 DISEÑO MECÁNICO DEL PASADOR DE LA BIELA	72
5.2.10 DISEÑO MECÁNICO DEL VOLANTE DE INERCIA	76
5.2.11 DISEÑO DE LOS CONTRAPESOS	79
5.2.11.1 BALANCEO DE LAS PARTES CON MOVIMIENTO ROTATIVO	
5.2.11.2 BALANCEO DE LAS PARTES CON MOVIMIENTO ALTERNATIVO	
5.2.11.3 BALANCEO TOTAL DEL MOTOR	
5.2.12 DISEÑO DEL EJE DEL CIGÜEÑAL	84
5.2.12.1 DETERMINACIÓN DEL DIAMETRO MÍNIMO DEL EJE	
CONCLUSIONES	87
BIBLIOGRAFIA	88

RESUMEN

En el presente trabajo se realizaron dos análisis, uno termodinámico y otro cinemático de un motor Stirling con configuración alfa, con el fin de determinar las variables que determinan el diseño de un termogenerador tipo alfa.

El análisis termodinámico se hizo con el fin de determinar los variables termodinámicas que intervendrán de manera significativa para el diseño mecánico del termogenerador. Obteniendo del ciclo mismo la potencia, la eficiencia, la relación de volúmenes, temperaturas, etc.

El análisis cinemático se realizó para determinar los parámetros de posición, velocidad y aceleración del mecanismo, así como las reacciones debidas a las fuerzas que intervienen en el sistema. Permitiendo así establecer las ecuaciones que permitirán diseñar cada componente del motor Stirling componente principal del termogenerador.

Finalmente se proponen las ecuaciones de diseño en base a las relaciones que se hacen del análisis termodinámico y cinemático estableciendo así la metodología de diseño del termogenerador tipo alfa.

La metodología aun necesita ser comprobada de manera experimental realizando la construcción de un termogenerador tipo alfa. Una vez hecho esto se podrá ir depurando la metodología a partir de los datos arrojados por los primeros prototipos.

ABSTRACT

In this work two tests were conducted, a thermodynamic and a kinematic Stirling engine analysis with an alpha configuration, in order to determine the variables that determine the design of an alpha type thermogenerator.

The thermodynamic analysis was conducted to determine thermodynamic variables that are significantly important in the mechanical design of an alpha type thermogenerator. Getting of the Stirling engine cycle: the power, efficiency, volume ratio, temperature, etc.

The kinematic analysis was conducted to determine the parameters of position, velocity and acceleration of the mechanism and reactions due to the forces involved on the system.

Allowing to establish the equations that allow to design each component of the main Stirling engine.

Finally we propose the design equations based on relationships that are made from thermodynamic and kinematic analysis, establishing the design methodology of an alpha type thermogenerator.

The methodology still needs to be checked experimentally by the construction of an alpha type thermogenerator. Once this is done the methodology can be improved based on the data produce by the first prototype.

INTRODUCCIÓN

Hablar del uso de energías renovables para la generación de electricidad es algo muy común hoy en día, pero pasar de solo ideas a plasmarlo en una máquina no es algo común. Existen varias propuestas que tratan de ser alternativas para este problema y una de ellas es el uso de termogeneradores.

Los termogeneradores permiten transformar la energía solar en energía mecánica y esta a su vez en eléctrica utilizando como componente principal un motor Stirling. Las ventajas de este sistema es que el motor ocupado utiliza el ciclo Stirling cuya eficiencia es lo que ha cautivado a los estudiosos de este ciclo. Y su belleza consiste en que su eficiencia teórica es la misma que la eficiencia del ciclo de Carnot.

En México se han realizado estudios y presentado trabajos sobre teorías que permitan determinar el comportamiento del motor, pero enfocándose fundamentalmente en el ciclo termodinámico.

Es por eso que el presente trabajo está enfocado principalmente en establecer las bases para el diseño de un termogenerador tipo alfa, contemplando el análisis termodinámico pero principalmente el diseño mecánico.

DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Uno de los problemas fundamentales a resolver hoy, es que la mayor parte de la producción de energía eléctrica se hace a través de combustibles derivados del petróleo, por lo que se requiere que se busquen alternativas que permitan sustituir los combustibles por fuentes de energía que no contaminen, como la solar.

En la actualidad el uso de la energía solar en la generación de electricidad a gran escala, es un campo que está en estudio.

Las celdas solares son dispositivos que convierten la energía solar en energía eléctrica por efecto fotovoltaico en la mayoría de ellas.

Las celdas solares convencionales son muy costosas, debido a los procesos complejos que se requieren para su fabricación. Por otro lado su baja eficiencia, no las hace rentables ya que solo el 25% de la energía solar que reciben, se convierte en energía eléctrica. Por lo que es necesario buscar otros dispositivos o máquinas que nos permitan aprovechar al máximo la energía solar haciéndola más viable para su utilización a gran escala.

Es por eso que en este trabajo se propone diseñar una máquina más eficiente que nos permita aprovechar la energía solar en su totalidad.

OBJETIVO GENERAL

Establecer una teoría de diseño del termogenerador tipo alfa de una manera sistematizada.

OBJETIVOS PARTICULARES

- Realizar una metodología estandarizada de diseño que permita construir un prototipo de un termogenerador tipo alfa.

JUSTIFICACIÓN

Las máquinas que en la actualidad son utilizadas para la generación de electricidad, necesitan de combustibles que estallan en la cámara de combustión para poder desarrollar el trabajo mecánico que permite la generación de electricidad, por lo que estas máquinas contaminan y su eficiencia es muy baja.

El termogenerador tipo alfa permitirá realizar el trabajo mecánico de una forma no contaminante, ya que este no utilizará la combustión como medio para la

generación de electricidad, si no que, aprovechara la energía solar localizada como fuente de calor para la expansión de un fluido, y generar trabajo mecánico.

ALCANCE

Se realizara una metodología que permita diseñar un prototipo de termogenerador tipo alfa, de una manera sistematizada.

APORTACIONES

- Teoría de diseño para un prototipo de Termogenerador tipo alfa.

El presente trabajo se compone de 6 capítulos:

En el capítulo 1 se presentan las investigaciones actuales más relevantes realizadas en base a los termogeneradores. Así como los proyectos a futuro sobre termogeneradores.

En el capítulo 2 se presenta una descripción del termogenerador, su principio de funcionamiento y una breve descripción de sus componentes.

En el capítulo 3 se presenta un análisis térmico del ciclo Stirling ideal, con el fin de identificar el comportamiento de sus variables termodinámicas en el ciclo. También se realiza un análisis térmico del motor Stirling con el fin de relacionar los parámetros de diseño con el ciclo termodinámico obteniendo las ecuaciones que describen el funcionamiento térmico del motor.

En el capítulo 4 se presenta el análisis cinemático del mecanismo biela manivela del motor obteniendo las ecuaciones para la posición, velocidad y aceleración, así como las ecuaciones para determinar las fuerzas que intervienen en el mecanismo.

En el capítulo 5 Se presenta la teoría propuesta de diseño del termogenerador. En la cual se determinan las ecuaciones para el diseño de todos los componentes del mismo.

En las conclusiones se presenta los resultados obtenidos del diseño sobre la construcción del termogenerador utilizando la teoría de diseño propuesta. Así como las recomendaciones para futuros análisis.

CAPITULO 1

ESTADO DEL ARTE

1.1 REVISIÓN DE ARTICULOS

1. Arango Juan. *“Diseño y fabricación de un prototipo de motor Stirling”*. En el artículo presentado por Arango, se diseña un motor Stirling tipo beta basándose únicamente en el análisis termodinámico y la teoría de Shdmit haciendo muy poco énfasis en el diseño mecánico. Estableciendo las condiciones de operación de manera que el motor genere una potencia de 100W a una frecuencia de 16.6 Hz con un temperaturas de 50° para la zona fría y de 600° para la zona caliente, con aire como fluido de trabajo a presión atmosférica. Al probar el motor obtuvieron resultados muy por debajo de los esperados. Finalmente concluyen que la variable que mas afecto en el rendimiento del motor fue la presión de trabajo.
2. Hirata Koichi. *“Development of a small 50W class Stirling engine”*. En el artículo presentado por Hirata se desarrolla un motor Stirling basándose en métodos experimentales, así como de datos de motores ya construidos. Los objetivos para el motor a desarrollar son alcanzar 50W de potencia, utilizando una configuración tipo gama con un mecanismo rómbico, una presión media de 0.8 MPa a una velocidad de 4000 rpm. Utilizando Helio como fluido de trabajo con temperaturas de 40°C para la zona fría y 600°C para la zona caliente. Finalmente concluye que para alcanzar los objetivos deseados de potencia y velocidad es necesario poner atención en reducir las pérdidas que existen en el sistema.
3. Karabulut Halit, Yücesu y Koca. *“Manufacturing and testing of V-type Stirling engine”*. En este artículo se muestra el análisis experimental de un motor Stirling con configuración alfa probado a diferentes rangos de temperatura y presión (600 a 1100°C para zona caliente y de 1 a 4bar para la presión) con el fin de determinar a qué temperatura y con qué presión se consigue mayor potencia. Al realizar los experimentos obtuvieron una velocidad máxima de 850 rpm trabajando con aire como fluido de trabajo, pero la potencia máxima se alcanzo a 555rpm a 1100°C y 2.5 bar obteniendo una relación de compresión de 1.8. Finalmente concluyen que las pérdidas del fluido de trabajo tienen un gran efecto en el rendimiento del motor. Estas pérdidas, mencionan, se dan de la zona de trabajo a la zopna del mecanismo del cigüeñal. Por lo que recomiendan que el fluido de trabajo se introduzca desde la zona del mecanismo y no desde la zona de trabajo. También concluyen que para aumentar el rendimiento del motor es

necesario tener altas temperaturas en la zona caliente, por lo que la búsqueda de nuevos materiales, más resistentes es necesaria.

4. Mancini Thomas, Ph. D. *“Solar-Electric Dish Stirling System development”*. En el artículo presentado por Mancini se recopila el avance generado desde 1980 hasta 1997 acerca de los sistemas de generación eléctrica por motor Stirling y energía solar. También muestra una tabla comparativa entre las diversas empresas que desarrollan esta tecnología. Finalmente concluye que este tipo de tecnología no será viable a menos que se disminuya los costos de fabricación de estos sistemas. Pero también menciona que las ventajas que proporcionan estos sistemas son mayores que las que proporcionan sistemas de generación por combustibles fósiles, por lo que es necesario enfocar más la atención en el mejoramiento de estos sistemas.

1.2 PROYECTOS ACTUALES

En la actualidad se desarrollan proyectos para la generación de electricidad a gran escala con el uso de termogeneradores.

1.2.1 DISCO STIRLING ABENGOA SOLAR

Esta empresa lleva a cabo una iniciativa para promover una planta de 80 Kw por medio de discos con motores Stirling. La planta consiste en 8 discos Stirling de 10 kw de potencia unitaria, que generan 120 MWh de electricidad cada año. El objetivo de esta iniciativa es demostrar la viabilidad de la tecnología de discos Stirling.

Actualmente ABENGOA SOLAR está desarrollando un motor Stirling propio de 25kw de potencia unitaria.



Figura 1.1 Unidad de 10kw de potencia unitaria

1.2.2 TECNOLOGIA DE TORRE ABENGOA SOLAR

La tecnología de torre consta de una torre y espejos móviles que se orientan según la posición del sol, reflejan la radiación solar para concentrarla hasta 600 veces sobre un receptor que se sitúa en la parte superior de la torre en donde se encuentra el motor Stirling.

El terreno de 95ha genera 20 MW de potencia con 2120 kWh/m^2 al año.

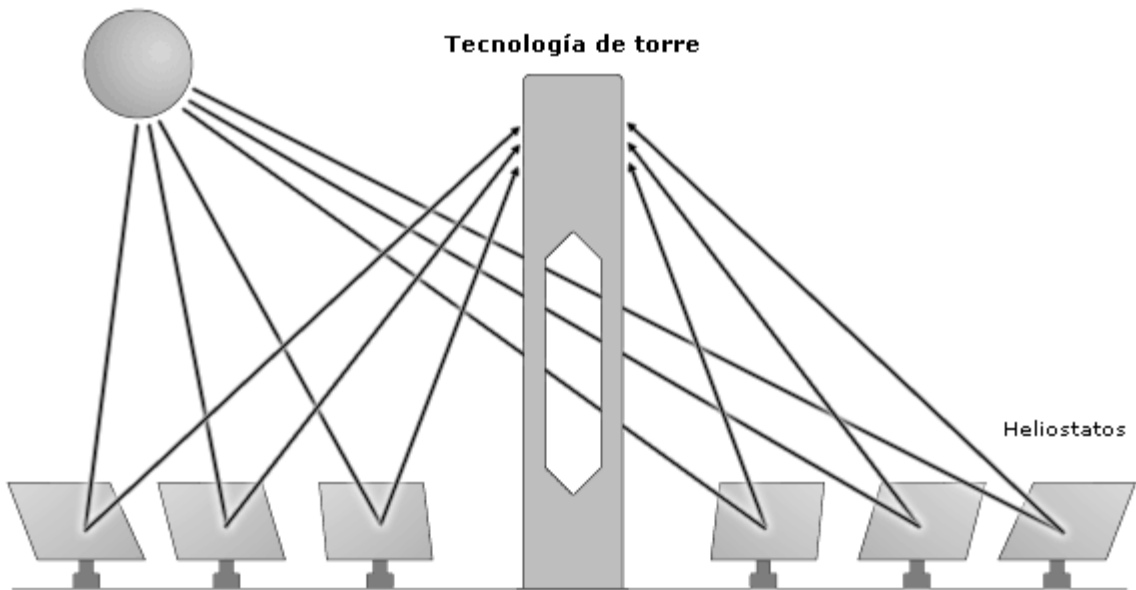


Figura 1.2 Funcionamiento de la tecnología torre.



Figura 1.3 Planta con tecnología Torre

1.2.3 STIRLING ENERGY SYSTEMS

Stirling Energy Systems, Inc. Es una empresa dedicada a la generación de energía eléctrica utilizando la energía solar. Actualmente se encuentran desarrollando un proyecto de gran escala en California E.U. para una planta de 1,750 MW de potencia utilizando 70,000 captadores solares con motor Stirling.



Figura 1.4 Prototipo de Stirling Energy Systems

CAPITULO 2

EL TERMOGENERADOR TIPO ALFA

2.1 TERMOGENERADOR

Un termogenerador, básicamente es un motor Stirling, cuya fuente de energía para su funcionamiento es solar, y al cual le ha sido acoplado un dispositivo, que transforma el trabajo mecánico entregado por el motor en electricidad.

2.2 COMPONENTES DEL TERMOGENERADOR

El termogenerador consta de tres componentes principales:

1. Motor Stirling
2. Concentrador solar
3. Generador Eléctrico

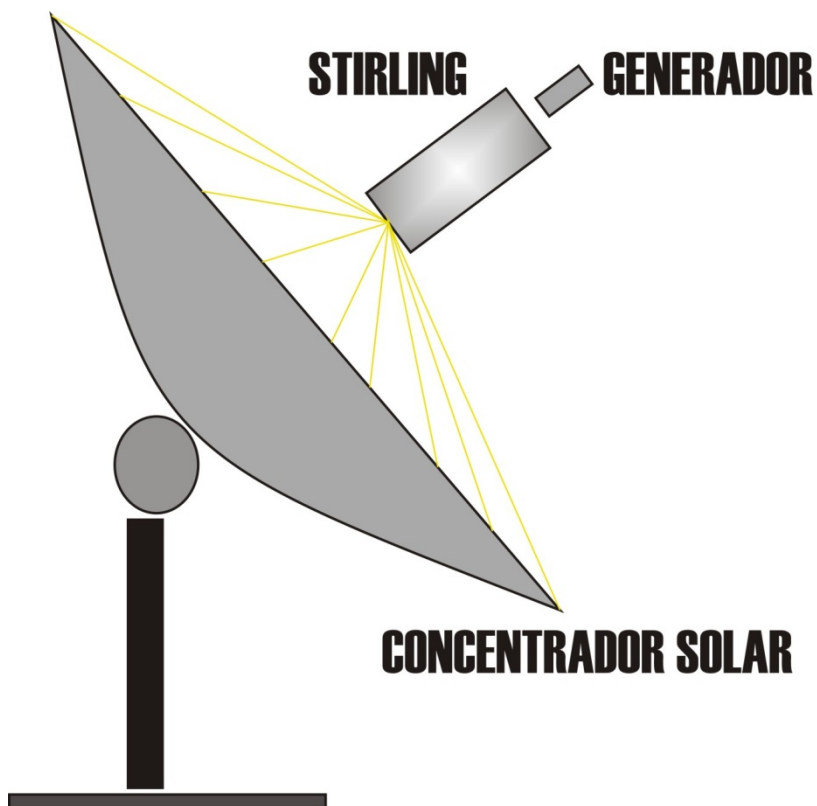


Figura 2.1 Componentes del Termogenerador

2.3 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL TERMOGENERADOR

El principio de funcionamiento consiste en concentrar en el foco de un espejo parabólico la mayor cantidad de rayos solares, de tal forma que estos calienten el fluido de trabajo dentro del cilindro del motor (ubicado en el foco del espejo), provocando la expansión del fluido dentro del motor, el cual es desplazado a su vez por el pistón a otra sección (cilindro de zona fría) donde es enfriado reduciendo el volumen del fluido. Ese cambio de volumen del fluido genera trabajo mecánico, el cual se puede aprovechar por un generador eléctrico para generar electricidad.

2.4 DESCRIPCION DE LOS COMPONENTES DEL TERMOGENERADOR TIPO ALFA

2.4.1 MOTOR STIRLING TIPO ALFA

El motor Stirling funciona básicamente bajo los mismos procesos que una máquina de vapor, tales como el calentamiento y enfriamiento de un fluido. Con la diferencia que en esta máquina el fluido de trabajo es un gas y además, el fluido siempre se encuentra dentro de la máquina.

La configuración tipo alfa consta de dos cilindros independientes cuyos pistones se encuentran desfasados 90° . En esta configuración se tiene un pistón en la zona de alta temperatura y el otro en la zona de baja temperatura.

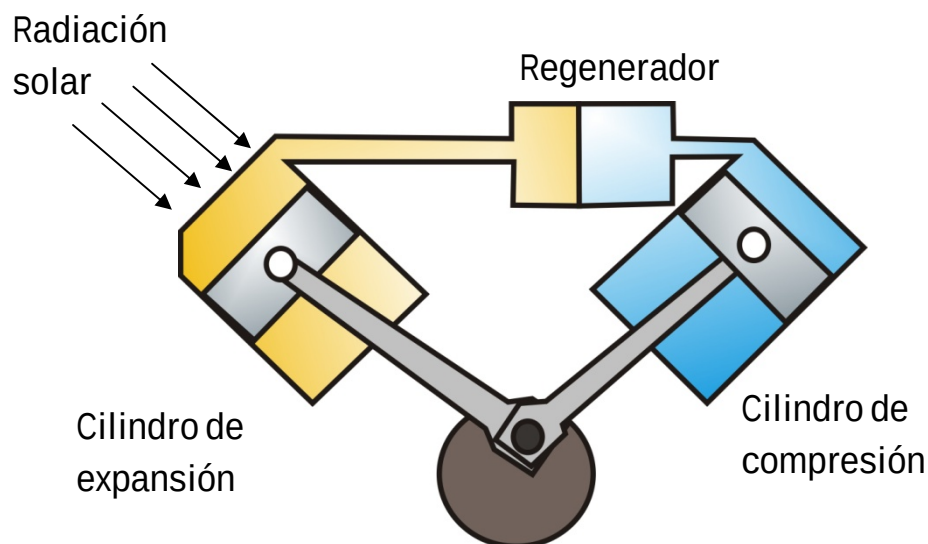


Figura 2.2 Motor Stirling tipo alfa

Todos los procesos del motor Stirling se realizan en un ciclo cerrado conocido como Ciclo Stirling, que consiste de 4 procesos termodinámicos:

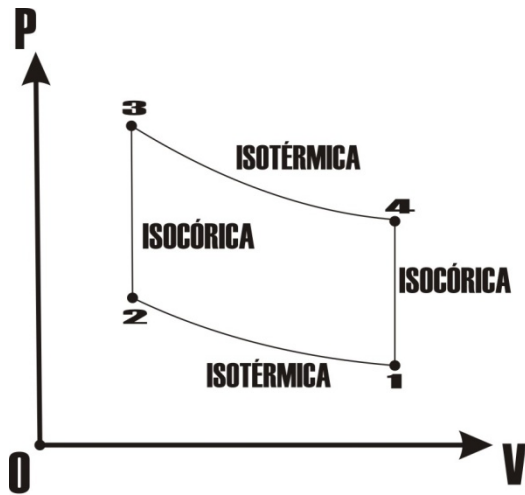


Figura 2.2 Diagrama $P - V$ del ciclo Stirling

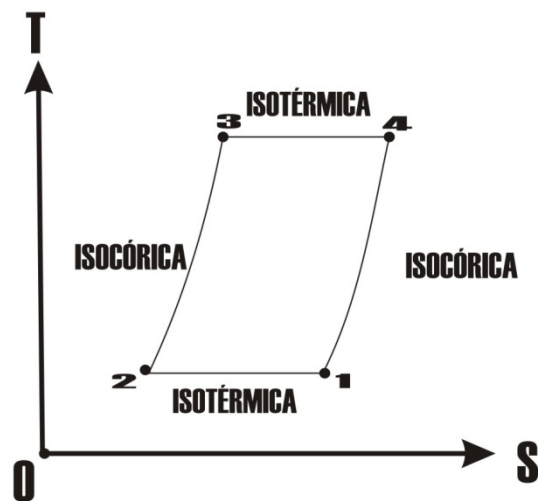


Figura 2.3 Diagrama $T - S$ del ciclo Stirling

- 1-2 Compresión Isotérmica.
- 2-3 Adición de calor Isocóricamente.
- 3-4 Expansión Isotérmica.
- 4-1 Extracción de calor isocóricamente.

2.4.1.1 PARTES GENERALES DEL MOTOR STIRLING TIPO ALFA

El motor Stirling, al igual que un motor de combustión interna consta de las siguientes partes:

1. BLOCK DEL MOTOR

Es el componente estructural del motor cuya función es la de servir de soporte para los demás componentes del motor.

Esta es una pieza de fundición, convenientemente moldeada de acuerdo a los diseños de ingeniería.

2. CILINDROS DEL MOTOR

Son cuerpos cilíndricos de paredes paralelas destinados a alojar los pistones y recibir el fluido de trabajo.

3. PISTONES

Son émbolos metálicos de forma cilíndrica que se mueven en forma alternativa dentro de los cilindros del motor. Estos tienen por función recibir la fuerza de expansión de los gases y transmitirla a las bielas.

Los pistones deben ser contruidos en materiales de alta resistencia al calor y al esfuerzo, deben ser de bajo peso y permitir una rápida evacuación del calor.

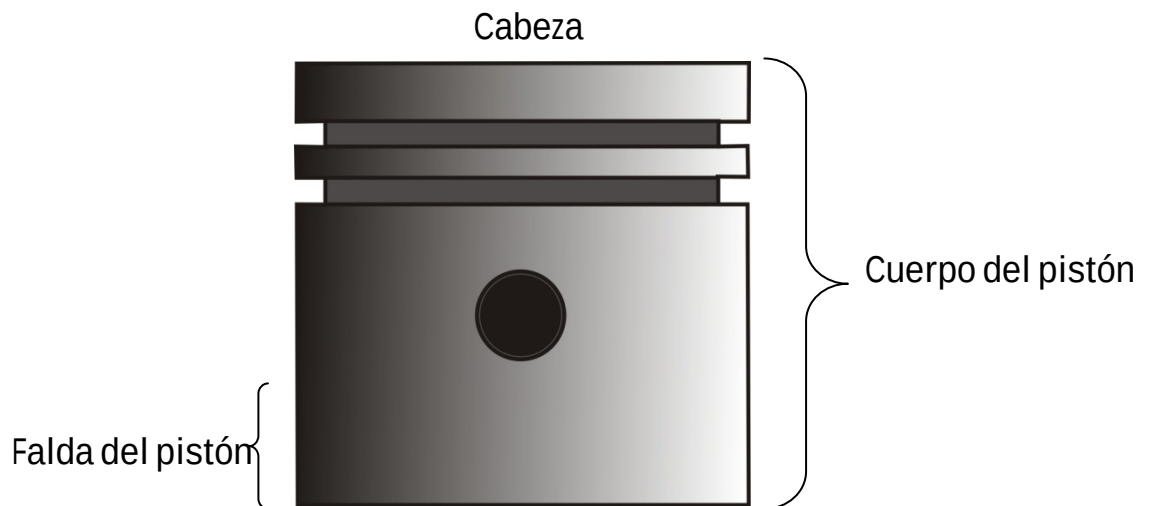


Figura 2.4 Partes del pistón

Este a su vez está conformado por las siguientes partes:

- **CABEZA:** Son de forma variada de acuerdo al diseño. Esta ejerce la presión sobre el fluido de trabajo para comprimirlo. También recibe la fuerza de expansión de los gases.
- **CUERPO DEL PISTÓN:** En este se encuentran las ranuras para alojar los anillos del pistón y el orificio del pasador, el cual es una perforación transversal que permite el alojamiento del pasador de la biela.
- **FALDA:** Es la porción de pistón, ubicada bajo el orificio del pasador, su función es la de centrar y guiar al pistón en su desplazamiento por dentro del cilindro para evitar movimientos laterales.

Esta puede presentar variaciones de acuerdo al diseño.

4. PASADOR DEL PISTÓN

Son pernos que conectan al pistón con la biela. Su función es la de permitir que la energía recibida por el pistón sea traspasada a la biela.

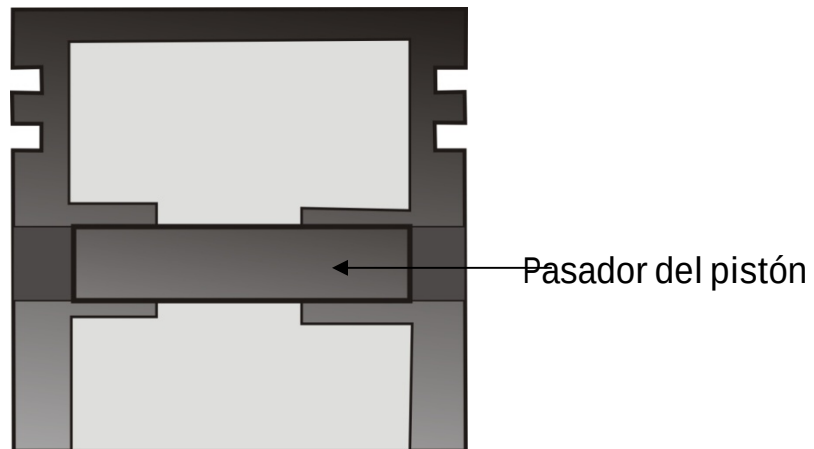


Figura 2.5 Pasador del pistón

5. ANILLOS DEL PISTÓN

Los anillos son piezas metálicas, constituidas por un cilindro hueco de pared de poco espesor, su forma es la de un círculo abierto ya que tienen un corte que les permite ser deformados y cerrarse al ser montados junto con el pistón dentro del cilindro. Los anillos se construyen de metal de menor dureza que el del cilindro.

Su función es la de lograr hermeticidad entre el pistón y el cilindro. Esta hermeticidad es la que permite las compresiones requeridas y depresiones en el interior del cilindro, fundamentales para el funcionamiento del motor.

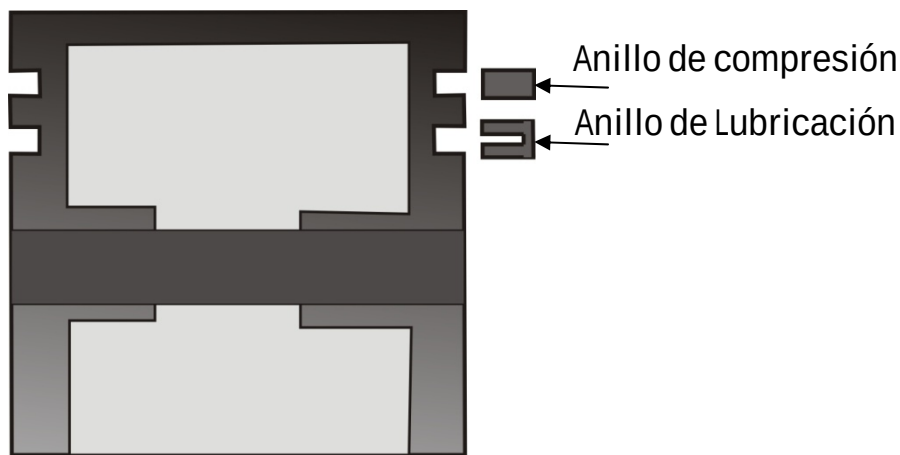


Figura 2.6 Secciones de los Anillos del pistón

Estos básicamente son de dos tipos:

- **ANILLOS DE COMPRESIÓN:** Son los encargados de producir un cierre hermético entre pistón y cilindro.
- **ANILLOS DE LUBRICACIÓN:** Son los encargados de regular y controlar el aceite en las paredes del cilindro para una eficiente lubricación.

6. BIELAS

Son barras metálicas fabricadas de acero forjado, altamente resistentes a la temperatura y a la presión.

Estas son las encargadas de conectar a los pistones con el eje cigüeñal.

Su función es transformar el movimiento rectilíneo alternativo del pistón en un movimiento circular continuo en el eje del cigüeñal.

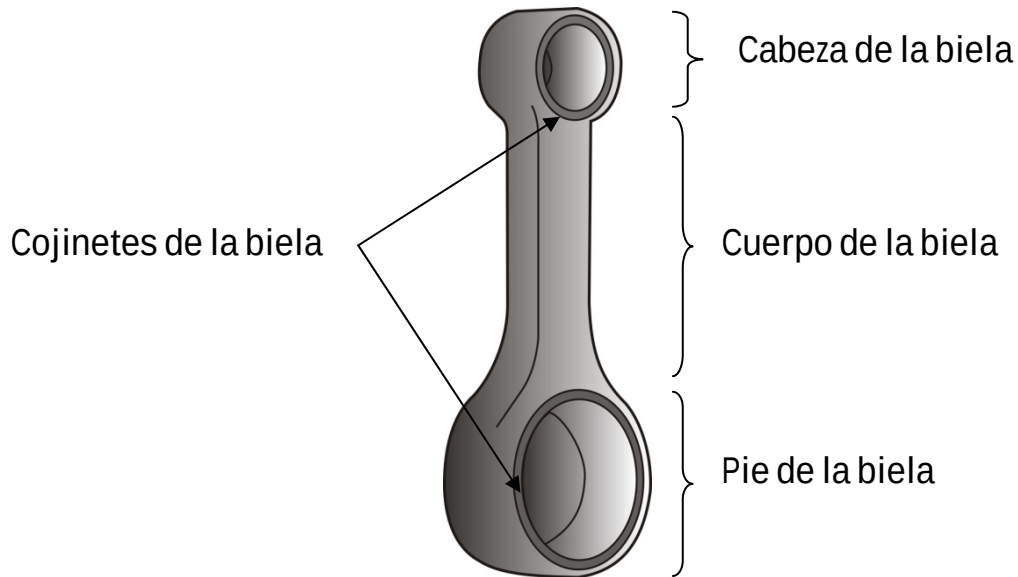


Figura 2.8 Partes de la biela

Esta a su vez está conformada de las siguientes partes:

- **CABEZA:** Es la porción superior de la biela, destinada a la unión con el pistón, para lo cual se le provisiona de un alojamiento para el pasador. Generalmente en este alojamiento se instala con un buje convenientemente lubricado como cojinete para el pasador, evitando el roce entre el pasador y la biela.
- **CUERPO DE LA BIELA:** Es la porción media de la biela, de suficiente solidez para recibir la carga generada por la expansión de los gases y transmitirla al cigüeñal.

La sección de la biela regularmente tiene una sección de tipo H, pero esta puede variar de acuerdo al diseño.

- **PIE DE LA BIELA:** Es la porción inferior de la biela, destinada a conectar la biela al eje del cigüeñal.
- **COJINETES DE LA BIELA:** Se denominan metales de biela a los cojinetes que se interponen entre el pie de la biela y el eje del cigüeñal.

Para evitar que se giren debido al movimiento rotatorio del cigüeñal, llevan pestañas que se anclan en espacios preformados para ello en el pie de la biela.

7. PASADORES DE LA BIELA

Son dos, uno es el pasador del pistón y el otro es llamado codo de la biela ubicado en el cigüeñal.

8. CIGÜEÑAL

Es un eje forjado de acero con aleación de cromo molibdeno y silicio, para conseguir la solides y resistencia requeridas. Su conformación le proporciona características especiales para efectuar el trabajo para el cual fue diseñado.

Al eje del cigüeñal se le da una conformación especial, lo que lo configura como un eje acotado. Esta denominación corresponde a la inserción en el, de varios codos o puños para permitir su instalación y la conexión de las bielas.

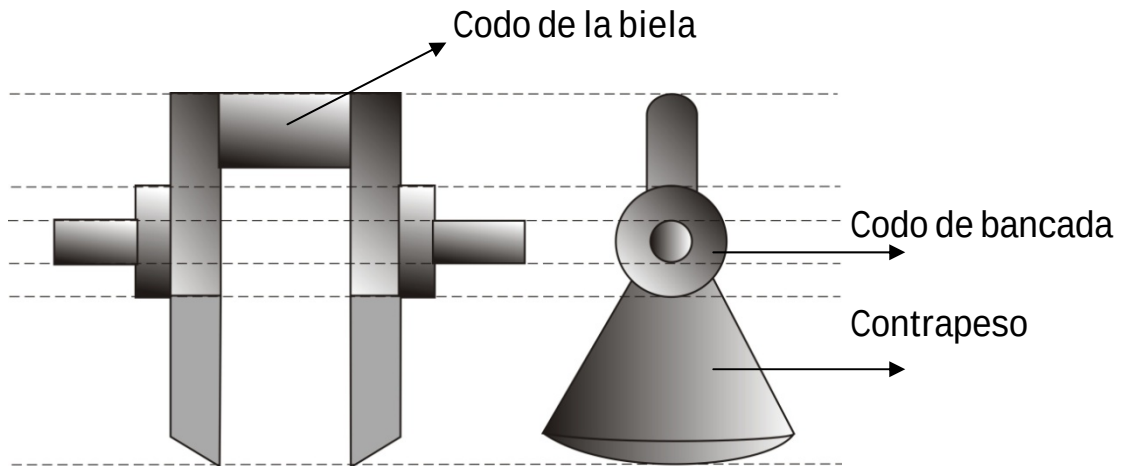


Figura 2.9 Partes del cigüeñal

Este a su vez está formado por:

- **CODOS DE BANCADA:** Son codos o puños provisionados en el cigüeñal a través de su eje de simetría para permitir su instalación en las bancadas del block. Estos codos también son conocidos como descansos.
- **CODOS DE BIELA:** Son codos o puños provisionados en el cigüeñal, fuera de su eje de simetría, para la conexión de las bielas.
- **CONTRAPESOS:** Son piezas metálicas (soldadas o superpuestas al cigüeñal) instaladas frente a sus codos o puños para equilibrar la fuerza proporcionada por las bielas y permitir al cigüeñal un giro concéntrico.
- **COJINETES DE BANCADA:** Los cojinetes o metales de bancada son piezas antifricción, que se instalan en el block para permitir que haya un menor rozamiento al girar el cigüeñal.
- **VOLANTE DE INERCIA:** Es una pieza maciza de forma circular y caras planas cuya función es la de acumular la energía cinética proporcionada por el giro del cigüeñal, a fin de permitir (por inercia) los siguientes movimientos del pistón después de haber entregado la fuerza de expansión de los gases.

2.4.2 CONCENTRADOR SOLAR

Generalmente hablando, el concentrador es el que entrega el combustible al motor Stirling. Este refleja y concentra la radiación solar en el llamado punto focal.

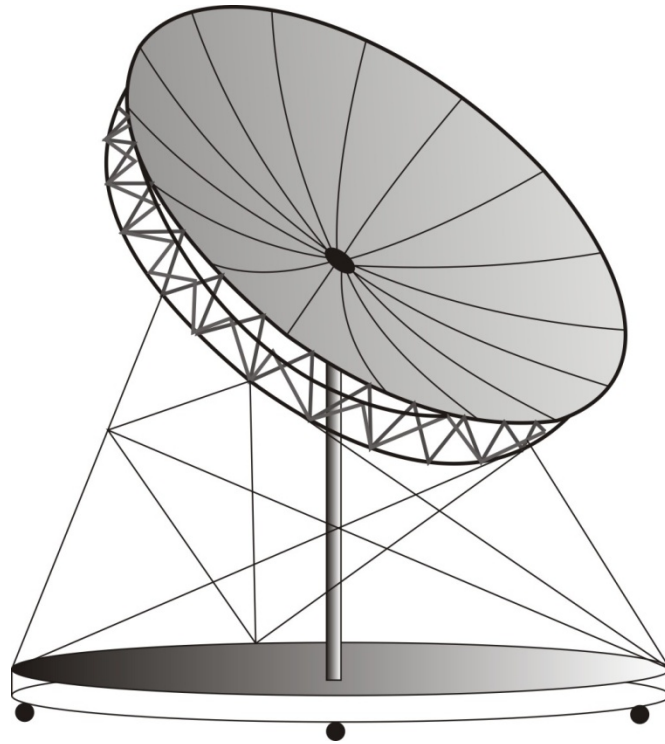


Figura 2.10 Concentrador solar parabólico

2.4.3 GENERADOR ELÉCTRICO

Los generadores eléctricos son máquinas destinadas a transformar la energía mecánica en eléctrica. Esta transformación se consigue por la acción de un campo magnético sobre conductores eléctricos dispuestos sobre una armadura. Si mecánicamente se produce un movimiento relativo entre los conductores y el campo, se genera una fuerza electromotriz.

Existen de dos tipos:

- **GENERADORES DE CORRIENTE CONTINUA (DINAMO):** En este tipo los conductores se están moviendo y el campo magnético se encuentra fijo.

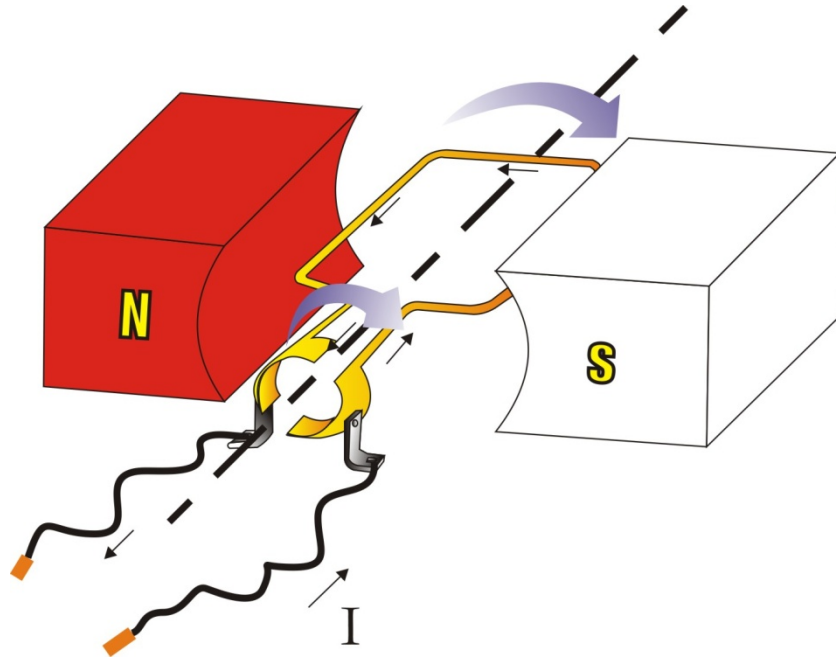


Figura 2.11 Generador de corriente continua

- **GENERADORES DE CORRIENTE ALTERNA (ALTERNADOR):**
En este los conductores están fijos mientras que el campo magnético se está moviendo.

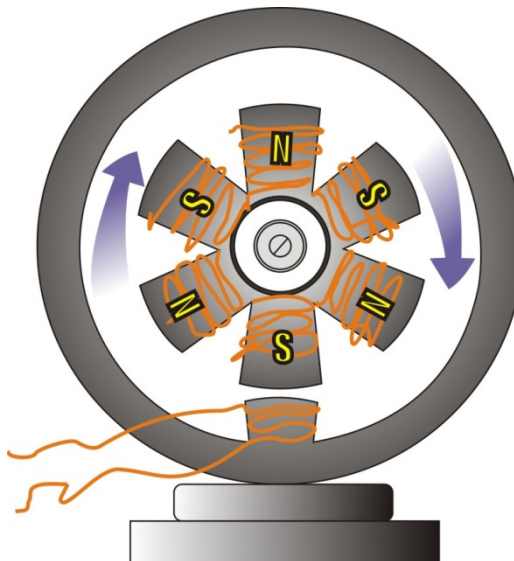


Figura 2.12 Generador de corriente alterna

CAPITULO 3

ANÁLISIS TÉRMICO

3.1 ANÁLISIS TEÓRICO A PARTIR DEL CICLO STIRLING

Se analizara el ciclo Stirling ideal, para determinar los parámetros termodinámicos involucrados en el ciclo.

Para este análisis se considerar lo siguiente:

- La regeneración es completa, es decir con una eficiencia del 100%.
- El fluido de trabajo es un gas ideal.
- La masa del fluido de trabajo es constante durante todo el ciclo.
- La presión instantánea es la misma en todo el sistema para cada etapa del ciclo.

Si en diagrama P-V de la siguiente forma:

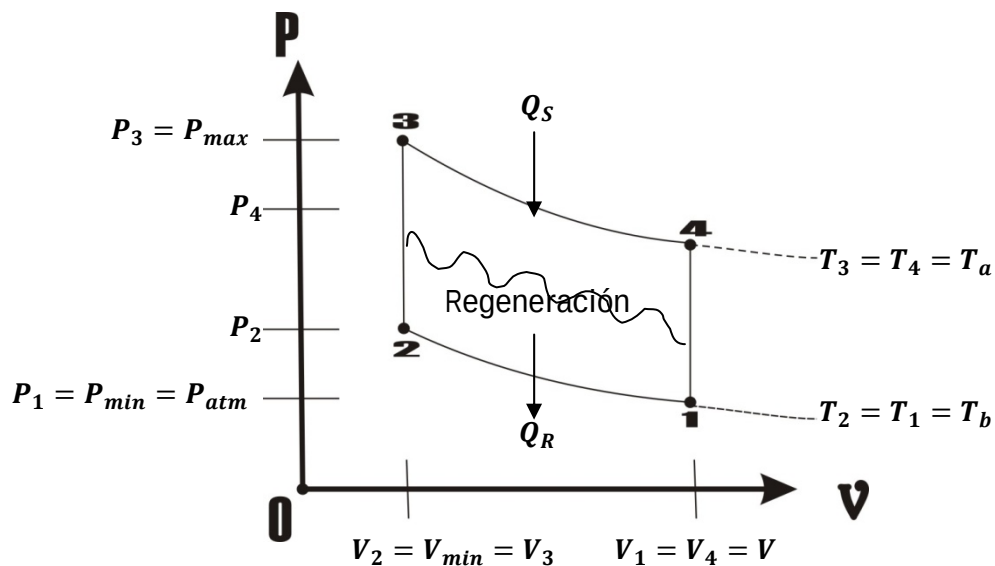


Figura 3.1 diagrama $P - V$ del ciclo Stirling

Si se analiza cada proceso del ciclo tendremos lo siguiente:

a) PROCESO DE 1-2 (PROCESO ISOTÉRMICO)

$$\Delta U = Q_{12} - W_{12} \quad (3.1)$$

Ya que este es un proceso isotérmico

$$\Delta U = 0$$

Por lo que la ecuación (1) quedara como:

$$Q_{12} = W \quad (3.2)$$

Por lo que si se desea conocer el trabajo será:

$$dW = PdV \quad (3.3)$$

Pero a la presión la podemos expresar en función del volumen y la temperatura por medio de la ecuación de estado, para que el lado derecho de la ecuación (3.3) sea integrable.

Integrando en los límites tendremos que:

$$\int_1^2 dW = m \int_1^2 \frac{RT}{V} dV \quad (3.4)$$

Integrable si y solo si $T = cte$

$$W_{12} = mRT_b \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) \quad (3.5)$$

b) PROCESO DE 2-3 (PROCESO ISOCÓRICO)

Y a que este proceso es a volumen constante se tiene que:

$$W_{23} = 0 \quad (3.6)$$

c) PROCESO DE 3-4 (PROCESO ISOTÉRMICO)

De manera similar al proceso de 1-2 se obtiene que el trabajo es:

$$W_{34} = mRT_a \ln \left(\frac{V_4}{V_3} \right) \quad (3.7)$$

d) PROCESO DE 4-1 (PROCESO ISOCÓRICO)

Y a que este proceso es a volumen constante tendremos que:

$$W_{41} = 0 \quad (3.8)$$

Una vez determinado el trabajo para cada proceso se calculará el trabajo total de ciclo.

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

Sustituyendo la ecuación (3.5), (3.6), (3.7) y (3.8) en (3.9) y realizando la simplificación algebraica se tiene que:

$$W_{tot} = mR \left[T_b \ln \frac{V_2}{V_1} + T_a \ln \frac{V_4}{V_3} \right] \quad (3.10)$$

Si a la relación $\frac{V_4}{V_3}$ la llamamos r_c , por consiguiente $\frac{V_2}{V_1} = \frac{1}{r_c}$, de tal forma que la ecuación (3.10) quedara escrita como:

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

Una vez determinado el trabajo total se puede determinar la eficiencia del ciclo por:

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_{tot}}{Q_s} \quad (3.12)$$

Donde $Q_s = Q_{34} = W_{34}$ por lo que la ecuación (3.12) quedara como:

$$\eta_{ciclo} = \frac{mR \left[T_b \ln \frac{1}{r_c} + T_a \ln r_c \right]}{mRT_a \ln r_c} \quad (3.13)$$

Simplificando la ecuación (3.13) se tiene que:

$$\eta_{ciclo} = 1 - \frac{T_b}{T_a} \quad (3.14)$$

3.1.1 PRESIÓN MEDIA

Se le da este nombre a una presión hipotética, que corresponde a la ordenada de un diagrama de forma rectangular (fig. 3.2), que tiene la misma longitud V_h y la misma superficie que la encerrada por el ciclo.

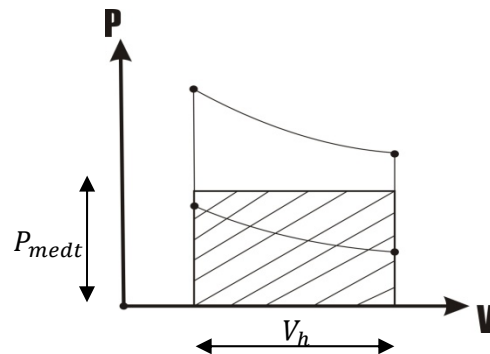


Figura 3.2 Trabajo del ciclo realizado por la presión media teórica

La presión media es una presión que aplicada al embolo de manera constante durante una carrera completa, producirá el mismo trabajo del ciclo.

$$W_{tot} = P_{medt} V_h \quad (3.15)$$

$$P_{medt} = \frac{W_{tot}}{V_h} = \frac{W_{tot}}{V_1 - V_2} \quad (3.16)$$

Si se factoriza a V_1 del denominador de la ecuación (3.16) se tiene que:

$$P_{medt} = \frac{W_{tot}}{V_1 \left(1 - \frac{V_2}{V_1}\right)} \quad (3.17)$$

Sustituyendo a W_{tot} y a $\frac{V_2}{V_1} = \frac{1}{r_c}$, la ecuación (3.17) quedara de la siguiente forma:

$$P_{medt} = \frac{mR \left[T_b \ln \frac{1}{r_c} + T_a \ln r_c \right]}{V_1 \left(1 - \frac{1}{r_c}\right)} \quad (3.18)$$

Si de la ecuación de estado para el punto 1 se despeja a V_1 y se sustituye en la ecuación (3.18)

Se tendrá la ecuación de la presión media teórica como:

$$P_{medt} = \frac{P_1 \left[T_b \ln \frac{1}{r_c} + T_a \ln r_c \right]}{T_b \left(1 - \frac{1}{r_c}\right)} \quad (3.19)$$

3.1.2 POTENCIA

La potencia está definida como el trabajo por unidad de tiempo, por lo que se puede determinar la potencia del motor dividiendo el trabajo total entre el tiempo de un ciclo.

$$N = \frac{W_{tot}}{t_{ciclo}} \quad (3.20)$$

El Ciclo Stirling es un ciclo que se completa en dos carreras (2 tiempos) por lo que:

$$t_{ciclo} = \frac{60}{n} \quad (3.21)$$

Sustituyendo (3.21) en la ecuación (3.20) se tiene que:

$$N = \frac{W_{tot} n}{60} \quad (3.22)$$

Si $f = \frac{n}{60}$ se tiene que:

$$N = W_{tot} f \quad (3.23)$$

Sustituyendo la ecuación (3.15) en la ecuación (3.23) se tiene que:

$$N = P_{medt} V_h f \quad (3.24)$$

3.2 ANÁLISIS TEÓRICO A PARTIR DEL MOTOR STIRLING TIPO ALFA

Este análisis nos permitirá determinar las variables del sistema para cada una de las secciones del motor.

Se tiene el motor Stirling tipo alfa de la figura 3.3:

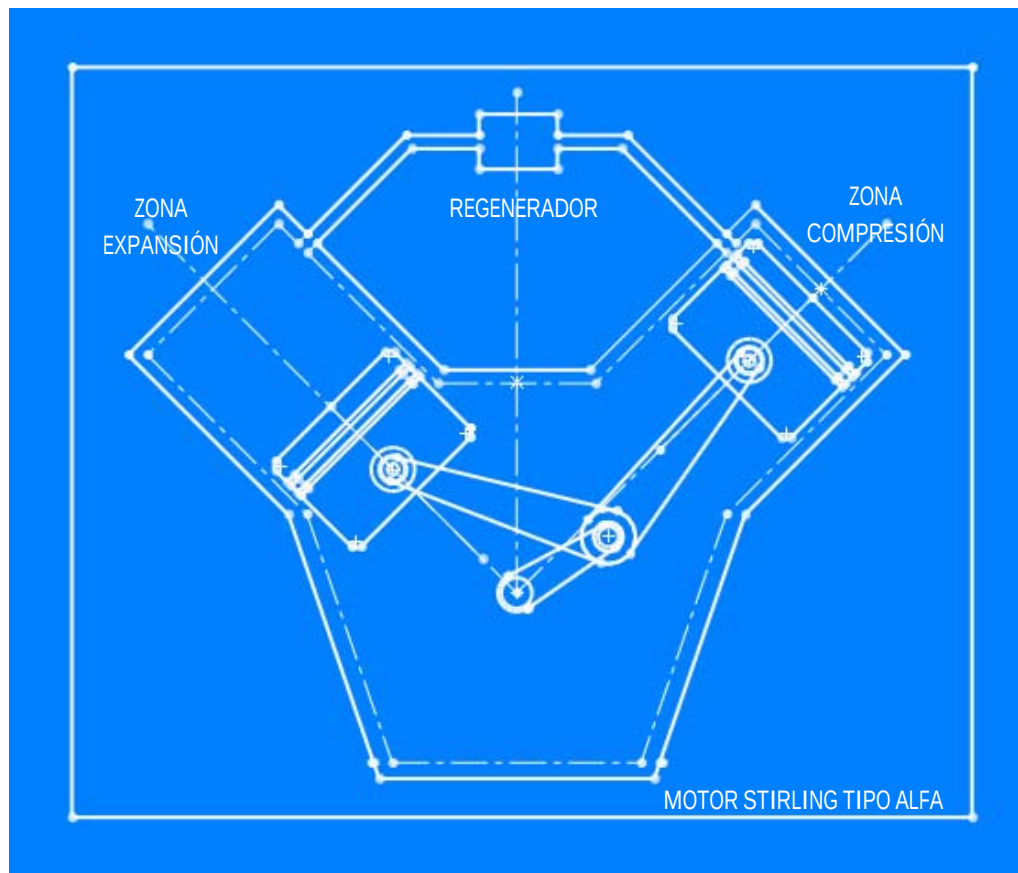


Figura 3.3 Secciones del motor Stirling tipo alfa en V

De la figura 3.3 se divide al motor en tres secciones: expansión, regeneración y compresión.

Cuya conformación de los volúmenes se muestra en la 3.4:

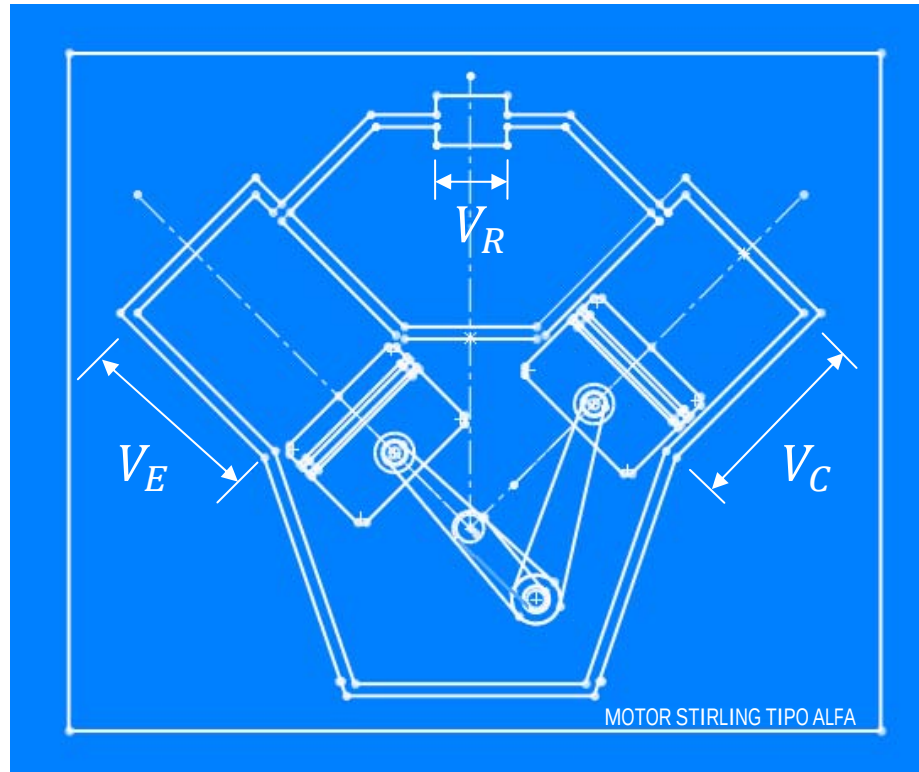


Figura 3.4 Conformación de los volúmenes del motor Stirling Tipo alfa en V

Para la sección de expansión se escribe la ecuación del volumen de la siguiente forma:

$$V_E = V_{EP} + V_{ME} \quad (3.25)$$

Donde V_{EP} es el volumen desplazado por el pistón de expansión desde el punto más bajo de su carrera, hasta el punto más alto. Y donde V_{ME} es el volumen que hay entre el pistón en la parte más alta de su carrera y la tapa del cilindro, así como también el volumen que hay en el tubo hasta donde empieza el regenerador.

Para la sección de regeneración se tiene a V_R el cual es propuesto de acuerdo al diseño.

De igual forma para la sección de compresión:

$$V_C = V_{CP} + V_{MC} \quad (3.26)$$

De manera que el volumen total del motor se escribe de la siguiente forma:

$$V_T = V_E + V_R + V_C \quad (3.27)$$

3.2.1 PRESIÓN INSTANTANEA

Para realizar este análisis se es necesario considerar que durante el ciclo, la presión en un instante dado será la misma para cada sección del motor. Esto quiere decir, que para un instante dado del proceso, la presión será la misma dentro del motor.

Utilizar la presión instantánea permite relacionar las secciones del motor en un instante facilitando considerablemente el análisis, ya que la presión se mantendrá constante. Por lo que se escribe a las ecuaciones de estado para todo el motor en función de la presión instantánea:

Para la sección de expansión se tiene:

$$P_i V_E = m_E R T_E \quad (3.28)$$

Para la sección de regeneración se tiene:

$$P_i V_R = m_R R T_R \quad (3.29)$$

Para la sección de compresión se tiene:

$$P_i V_C = m_C R T_C \quad (3.30)$$

Si se despeja a cada masa de las ecuaciones (3.28), (3.29), (3.30) y se suman se tendrá la siguiente ecuación:

$$m_E + m_R + m_C = \frac{P_i V_E}{R T_E} + \frac{P_i V_R}{R T_R} + \frac{P_i V_C}{R T_C} \quad (3.31)$$

Sea:

$$m = m_E + m_R + m_C \quad (3.32)$$

Sustituyendo la ecuación (3.32) en la ecuación (3.31) y factorizando la presión instantánea y la constante de los gases se tiene la ecuación para determinar la masa total de fluido de trabajo:

$$m = \frac{P_i}{R} \left(\frac{V_E}{T_a} + \frac{V_R}{T_R} + \frac{V_C}{T_b} \right) \quad (3.33)$$

3.3 TEMPERATURA EN EL REGENERADOR

Como se puede observar las ecuaciones anteriores nos permiten determinar parámetros indispensables del sistema; pero estas aun no pueden ser utilizadas de ya que la temperatura del regenerador aun no se conoce. Por lo que este análisis nos permitirá determinar la temperatura del regenerador en función de parámetros conocidos.

Para este análisis se propondrá que la distribución de temperatura desde la zona fría a la caliente es lineal, como se muestra en la gráfica 3.5.

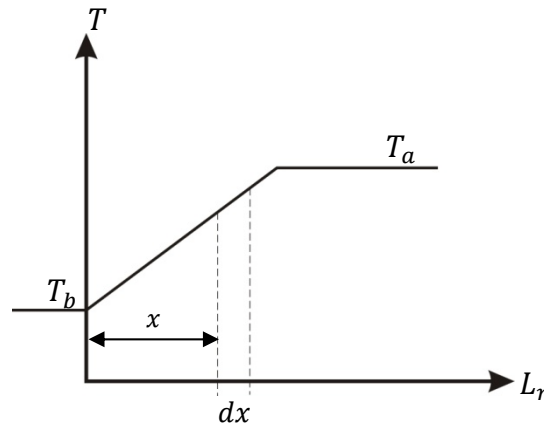


Figura 3.5 Gráfica de la distribución de temperaturas del regenerador

De la gráfica 3.5 se obtiene que la temperatura del regenerador está en función de la posición, y que a su vez esta tiene una dependencia lineal para cada x . Por lo que se puede determinar la ecuación de la distribución de temperaturas en el regenerador de la siguiente forma:

Si se utiliza como base la ecuación de la línea recta, sustituyendo por las variables apropiadas la ecuación queda de la manera siguiente:

$$T(x) = kx + T_b \quad (3.34)$$

Donde la pendiente es:

$$k = \frac{T_a - T_b}{L_r} \quad (3.35)$$

Sustituyendo la ecuación (3.35) en la ecuación (3.34) se tiene que:

$$T(x) = \left(\frac{T_a - T_b}{L_r} \right) x + T_b \quad (3.36)$$

Para poder determinar la temperatura del regenerador en función solo de las temperaturas conocidas es necesario primero determinar la masa del regenerador.

Sea:

$$m_R = \rho V_R \quad (3.37)$$

En forma diferencial se escribe como:

$$dm_R = \rho dV_R \quad (3.38)$$

De de la ecuación de estado para el regenerador se escribe a ρ como:

$$\rho = \frac{P_i}{RT_R} \quad (3.39)$$

Y al volumen del regenerador como:

$$dV_R = A_R dx \quad (3.40)$$

Sustituyendo la ecuación (3.39) y la ecuación (3.40) en la ecuación (3.38) se tiene que:

$$dm_R = \frac{P_i}{RT_R} A_R dx \quad (3.41)$$

Integrando en los límites siendo la presión y el área del regenerador constantes:

$$m_R = A_R \frac{P_i}{R} \int_0^{L_R} \frac{1}{T_R} dx \quad (3.42)$$

Integrando se tiene que:

$$m_R = \frac{V_R P_i}{R} \left[\frac{\ln \left(\frac{T_a}{T_b} \right)}{T_a - T_b} \right] \quad (3.43)$$

Despejando de la ecuación (3.29) a la masa del regenerador y sustituyendo en la ecuación (3.43) se obtendrá la temperatura del regenerador:

$$T_R = \frac{T_a - T_b}{\ln \left(\frac{T_a}{T_b} \right)} \quad (3.44)$$

CAPITULO 4

ANÁLISIS CINEMÁTICO DEL MECANISMO
BIELA- MANIVELA

4.1 ANÁLISIS DE POSICIÓN, VELOCIDAD Y ACELERACIÓN

Para este análisis se divide al motor en dos secciones; Expansión y compresión.

Debe notarse que para este análisis se considera a la biela tanto de expansión como de compresión de la misma longitud y de carreras iguales.

4.1.1 MECANISMO DE LA ZONA DE EXPANSIÓN

En la figura 4.1 se muestra el mecanismo correspondiente al motor alfa cuya configuración de los cilindros es en V. En el cual se tiene a la sección de expansión con un desplazamiento dado.

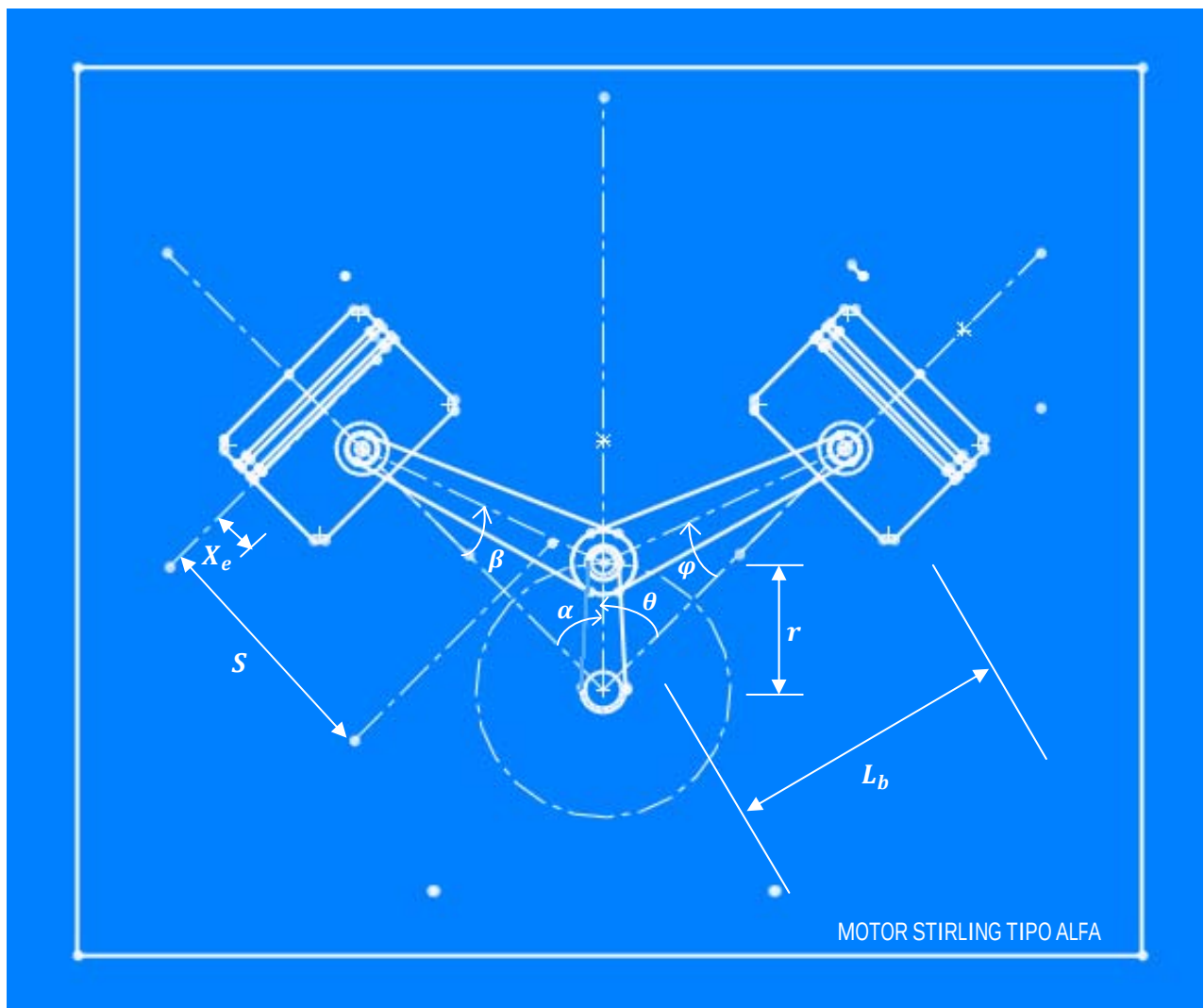


Figura 4.1 Mecanismo biela-manivela del motor Stirling tipo alfa en V

Observando la figura 4.1 se puede deducir lo siguiente:

Tomando como origen el punto muerto superior de la zona de expansión se tiene que:

$$L_B + r = X_e + L_B \cos \beta + r \cos \alpha \quad (4.1)$$

Despejando a X_e se tiene que:

$$X_e = r + L_B - L_B \cos \beta - r \cos \alpha \quad (4.2)$$

Ya que el objetivo primordial del análisis del mecanismo es determinar los parámetros necesarios para el diseño, en función de datos conocidos o por lo menos con el menor número de incógnitas. Lo primero que se debe hacer es relacionar a r y L_B de tal forma que exista una proporcionalidad entre ellas, así como dejar la ecuación (4.2) solo en función del ángulo de la manivela.

$$\text{Sea} \quad \lambda = \frac{r}{L_B} \quad (4.3)$$

De la figura se puede también deducir que:

$$r \sin \alpha = L_B \sin \beta \quad (4.4)$$

Despejando a r y L_B de la ecuación (4.4) se tiene que:

$$\frac{r}{L_B} \sin \alpha = \sin \beta \quad (4.5)$$

Sustituyendo la ecuación (4.3) en la ecuación (4.5) se tiene que:

$$\lambda \sin \alpha = \sin \beta \quad (4.6)$$

Haciendo una sustitución trigonométrica en la ecuación (4.2) por

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$$

Tendremos que la ecuación (4.2) quedará como:

$$X_e = r + L_B - L_B \sqrt{1 - \sin^2 \beta} - r \cos \alpha \quad (4.7)$$

De la ecuación (4.6) se deduce que:

$$\sin^2 \beta = \lambda^2 \sin^2 \alpha \quad (4.8)$$

Sustituyendo la ecuación (4.8) en la ecuación (4.7) tenemos que:

$$X_e = r + L_B - L_B \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} - r \cos \alpha \quad (4.9)$$

Factorizando a r y L_B obtenemos la ecuación para la posición.

$$X_e = r(1 - \cos\alpha) + L_B(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha}) \quad (4.10)$$

Por razones prácticas el termino $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha} \approx 1$, ya que λ siempre es menor a uno, por lo que $\lambda^2 \sin^2\alpha \approx 0$ sin perder exactitud en los cálculos.

Para determinar la velocidad se deriva la ecuación (4.10) con respecto del tiempo.

$$\dot{X}_e = \frac{dX_e}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} \quad (4.11)$$

Donde $\frac{d\alpha}{dt} = \omega$, por lo que la ecuación (4.11) quedará como:

$$\dot{X}_e = \frac{dX_e}{d\alpha} \omega \quad (4.12)$$

Realizando la derivada $\frac{dX_e}{d\alpha}$ se tiene la ecuación para la velocidad:

$$\dot{X}_e = \omega r \left(\sin\alpha + \frac{\lambda \sin 2\alpha}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha}} \right) \quad (4.13)$$

Para cuestiones prácticas el término $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha} \approx 1$.

$$\dot{X}_e = \omega r \left(\sin\alpha + \frac{\lambda \sin 2\alpha}{2} \right) \quad (4.14)$$

Para determinar la aceleración se deriva la ecuación (4.14) con respecto del tiempo.

$$\ddot{X}_e = \frac{d\dot{X}_e}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} \quad (4.15)$$

por lo que la ecuación (4.15) quedará:

$$\ddot{X}_e = \frac{d\dot{X}_e}{d\alpha} \omega \quad (4.16)$$

Realizando la derivada $\frac{d\dot{X}_e}{d\alpha}$ se tiene la ecuación para la aceleración.

$$\ddot{X}_e = \omega^2 r (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (4.17)$$

Se puede ver que si la relación $\lambda = \frac{r}{L_B}$ es muy pequeña, es decir mucho menor a uno, significaría que la biela es muy grande con respecto al radio de la manivela (teóricamente infinita), por lo que para el caso de relaciones λ muy pequeñas este puede despreciarse, es decir λ sería aproximadamente cero.

Para el caso real la relación manivela-biela puede ir desde 1/3 a 1/5.

Quedando las ecuaciones de posición, velocidad y aceleración para la sección de expansión de la siguiente manera:

$$X_e = r(1 - \cos\alpha) \quad (4.18)$$

$$\dot{X}_e = \omega r \sin\alpha \quad (4.19)$$

$$\ddot{X}_e = \omega^2 r \cos\alpha \quad (4.20)$$

4.1.2 MECANISMO DE LA ZONA DE COMPRESIÓN

Observando la figura 4.1 se puede deducir lo siguiente:

$$L_B + r = X_c + L_B \cos\varphi + r \cos\theta \quad (4.21)$$

Si se realiza el mismo procedimiento de desarrollo que para el pistón de expansión llegaremos a la siguiente ecuación de posición:

$$X_c = r(1 - \cos\theta) + L_B(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\theta}) \quad (4.22)$$

Como se puede observar de la ecuación (4.22) es necesario sustituir a θ por parámetros conocidos tales como α y γ . Siendo γ un parámetro decidido en el diseño ya que de este dependerá la disposición de los cilindros. Realizando la siguiente sustitución:

$$\theta = \gamma - \alpha \quad (4.23)$$

Sustituyendo la ecuación (4.23) en la ecuación (4.22) se tiene:

$$X_c = r[1 - \cos(\gamma - \alpha)] + L_B \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\gamma - \alpha)} \right) \quad (4.24)$$

Para determinar la velocidad se deriva la ecuación (4.24) con respecto del tiempo siendo la longitud de la biela y el radio de la manivela constantes.

$$\dot{X}_c = \frac{dX_c}{d(\gamma - \alpha)} \frac{d(\gamma - \alpha)}{dt} \quad (4.25)$$

Donde $\frac{d(\alpha - \gamma)}{dt} = \omega$, por lo que la ecuación (4.25) quedará como:

$$\dot{X}_c = \frac{dX_c}{d(\gamma - \alpha)} \omega \quad (4.26)$$

Realizando la derivada $\frac{dX_c}{d(\alpha - \gamma)}$ se tiene la ecuación para la velocidad:

$$\dot{X}_c = \omega r \left(\sin(\gamma - \alpha) + \frac{\lambda \sin 2(\gamma - \alpha)}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\gamma - \alpha)}} \right) \quad (4.27)$$

Por razones prácticas el termino $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha - \gamma)} \approx 1$, ya que λ siempre es menor a uno, por lo que $\lambda^2 \sin^2 \alpha \approx 0$. Por lo que se tiene:

$$\dot{X}_c = \omega r \left(\sin(\gamma - \alpha) + \frac{\lambda \sin 2(\gamma - \alpha)}{2} \right) \quad (4.28)$$

Para determinar la aceleración se deriva la ecuación (4.28) con respecto del tiempo siendo la longitud de la biela y el radio de la manivela constantes.

$$\ddot{X}_c = \frac{d\dot{X}_c}{d(\gamma - \alpha)} \frac{d(\gamma - \alpha)}{dt} \quad (4.29)$$

por lo que la ecuación (4.29) quedará:

$$\ddot{X}_c = \frac{d\dot{X}_c}{d\alpha} \omega \quad (4.30)$$

Realizando la derivada $\frac{d\dot{X}_c}{d(\alpha - \gamma)}$ se tiene la ecuación para la aceleración.

$$\ddot{X}_c = \omega^2 r (\cos(\gamma - \alpha) + \lambda \cos 2(\gamma - \alpha)) \quad (4.31)$$

Que para el caso de una biela teóricamente infinita, las ecuaciones para la posición, velocidad y aceleración para la biela de la zona de compresión quedan como:

$$X_c = r[1 - \cos(\gamma - \alpha)] \quad (4.32)$$

$$\dot{X}_c = \omega r \sin(\gamma - \alpha) \quad (4.33)$$

$$\ddot{X}_c = \omega^2 r \cos(\gamma - \alpha) \quad (4.34)$$

4.2 FUERZAS QUE ACTUAN EN EL MECANISMO BIELA MANIVELA

En la figura 4.2 se muestra las fuerzas a las que está sometido el sistema:

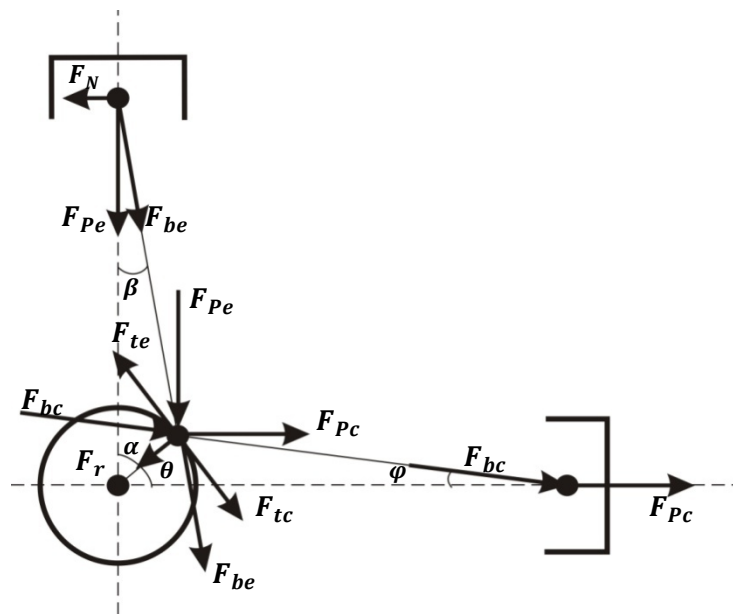


Figura 4.2 Fuerzas a las que está sometido el motor Stirling tipo alfa en V

De manera que se analiza la determinación de cada una por separado.

4.2.1 FUERZA TOTAL EN EL PISTÓN

Para determinar la fuerza que actúa en el pistón se analiza al pistón y las fuerzas que actúan en este:

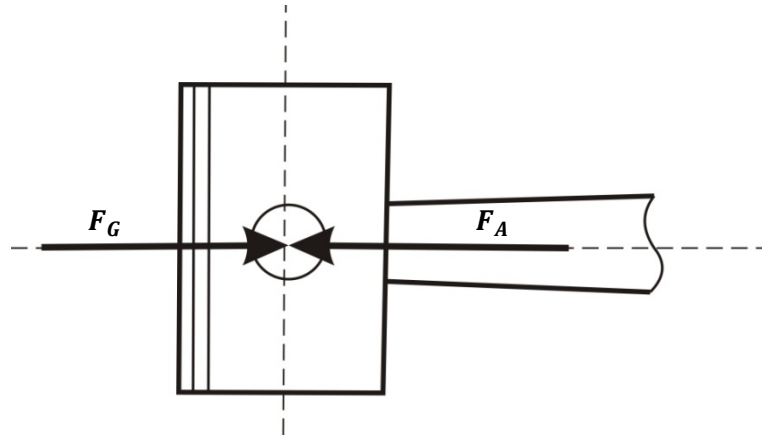


Figura 4.3 Fuerzas que actúan en el pistón

En la figura 4.3 se observa que en el pistón básicamente actúan dos fuerzas; una debida a la presión que ejerce el fluido en la cara del pistón y otra generada por la inercia de las masas en movimiento alternativo. Por lo que de manera general se escribe a la fuerza que actúa en el pistón como:

$$F_P = F_G + F_A \quad (4.35)$$

4.2.1.1 FUERZA DEBIDA A LA PRESIÓN DEL FLUIDO

La fuerza debida al fluido de trabajo en la cara del pistón se calcula diagrama de la figura 4.4:

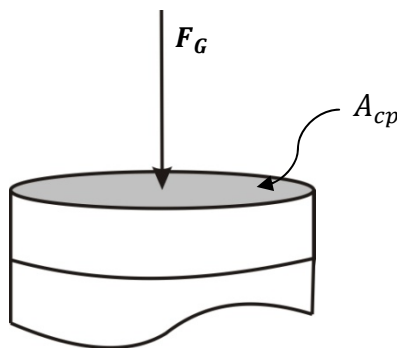


Figura 4.4 Pistón sometido a una presión

$$P_i = \frac{F_G}{A_{cp}} \quad (4.36)$$

Despejando a F_G de la ecuación (4.36) se tiene que:

$$F_G = P_i A_{cp} \quad (4.37)$$

4.2.1.2 FUERZA DEBIDA A LA INERCIA DE MASAS CON MOVIMIENTO ALTERNATIVO

Como se menciona anteriormente esta fuerza es debida a las partes dotadas de movimiento alternativo. Las cuales son:

- Pistón completo con anillos.
- Perno del pistón.
- Cabeza de la biela y un tercio del cuerpo.

Esta fuerza se calculara aplicando la segunda ley de Newton al sistema:

$$F_A = -m_a \ddot{X} \quad (4.38)$$

Donde la masa de las partes dotadas de movimiento alternativo se calcula de la siguiente manera:

$$m_a = m_p + m_{pp} + m_{pbs} \quad (4.39)$$

Si en vez de utilizar la masa se utiliza el peso se tiene que:

$$\frac{W_a}{g} = m_a \quad (4.40)$$

Sustituyéndolo en la ecuación (4.38) se tiene:

$$F_A = -\frac{W_a}{g} \ddot{X} \quad (4.41)$$

Si ahora se sustituye la ecuación (4.37) y la ecuación (4.41) en la ecuación (4.35), la fuerza en el pistón quedará como:

$$F_p = P_i A_{cp} + -\frac{W_a}{g} \ddot{X} \quad (4.42)$$

4.2.1.3 FUERZA TOTAL EN EL PISTON PARA LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN

Para determinar la fuerza total en el pistón de expansión se sustituye la ecuación (4.17) en la ecuación (4.42) y se colocan los subíndices para la sección de expansión:

$$F_{Pe} = P_i A_{cpe} - \frac{W_{ape}}{g} \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (4.43)$$

Si el área del pistón es:

$$A_{cpe} = \frac{\pi d_{pe}^2}{4} \quad (4.44)$$

La ecuación (4.43) quedará de la siguiente manera:

$$F_{Pe} = P_i \frac{\pi d_{pe}^2}{4} - \frac{W_{ape}}{g} \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (4.45)$$

Para el caso de una biela teóricamente infinita la ecuación (4.45) se escribirá como:

$$F_{Pe} = P_i \frac{\pi d_{pe}^2}{4} - \frac{W_{ape}}{g} \omega^2 r \cos \alpha \quad (4.46)$$

4.2.1.4 FUERZA TOTAL EN EL PISTON PARA LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN

Para determinar la fuerza total en el pistón de compresión se sustituye la ecuación (4.31) en la ecuación (4.42) y se colocan los subíndices para la sección de expansión:

$$F_{Pc} = P_i A_{cpc} - \frac{W_{apc}}{g} \omega^2 r (\cos(\gamma - \alpha) + \lambda \cos 2(\gamma - \alpha)) \quad (4.47)$$

Si el área del pistón es:

$$A_{cpc} = \frac{\pi d_{pc}^2}{4} \quad (4.48)$$

La ecuación (4.43) quedará de la siguiente manera:

$$F_{Pc} = P_i \frac{\pi d_{pc}^2}{4} - \frac{W_{apc}}{g} \omega^2 r (\cos(\gamma - \alpha) + \lambda \cos 2(\gamma - \alpha)) \quad (4.49)$$

Para el caso de una biela teóricamente infinita la ecuación (4.49) se escribirá como:

$$F_{Pc} = P_i \frac{\pi d_{pc}^2}{4} - \frac{w_{apc}}{g} \omega^2 r \cos(\gamma - \alpha) \quad (4.50)$$

4.2.2 FUERZA QUE ACTUA SOBRE LA BIELA

Esta es una fuerza que actúa siempre sobre el eje de la biela tal y como se puede observar en el sistema de la figura 4.2.

4.2.2.1 FUERZA QUE ACTUA SOBRE LA BIELA EN LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN

De la figura 4.2 se tiene que:

$$F_{be} = \frac{F_{Pe}}{\cos \beta} \quad (4.51)$$

Pero por identidades trigonométricas se sabe que:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$$

Quedando la ecuación (4.51) como:

$$F_{be} = \frac{F_{Pe}}{\sqrt{1 - \sin^2 \beta}} \quad (4.52)$$

Sustituyendo la ecuación (4.8) en la ecuación (4.52) se tiene:

$$F_{be} = \frac{F_{Pe}}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \quad (4.53)$$

Pero $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \approx 1$ debido a las razones dadas en el subcapítulo 4.1.1. Por lo que la ecuación (4.53) puede usarse de la forma:

$$F_{be} \approx F_{Pe} \quad (4.54)$$

4.2.2.2 FUERZA QUE ACTUA SOBRE LA BIELA EN LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN

De la misma manera que en la sección de expansión se determina que:

$$F_{bc} \approx F_{Pc} \quad (4.55)$$

4.2.3 FUERZA NORMAL

Esta fuerza actúa de manera perpendicular a la fuerza del pistón y empuja el cuerpo del pistón contra el cilindro.

Esta fuerza se reduce si se aumenta la longitud de la biela. Y puede ser determinada por la siguiente ecuación:

$$F_N = F_P \tan \beta \quad (4.56)$$

Pero de la identidad trigonométrica $\tan \beta = \frac{\sin \beta}{\cos \beta}$ quedando la ecuación (4.56) como:

$$F_N = F_P \frac{\sin \beta}{\cos \beta} \quad (4.57)$$

Sustituyendo la ecuación (4.6) en la ecuación (4.57) se tiene que:

$$F_N = F_P \frac{\lambda \sin \alpha}{\cos \beta} \quad (4.58)$$

De igual forma utilizando la identidad trigonométrica se tiene que:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$$

$$F_N = F_P \frac{\lambda \sin \alpha}{\sqrt{1 - \sin^2 \beta}} \quad (4.59)$$

Sustituyendo la ecuación (4.8) en la ecuación (4.59) finalmente se obtiene la ecuación para la fuerza normal en función de parámetros conocidos:

$$F_N = F_P \frac{\lambda \sin \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \quad (4.60)$$

Como se observa en la ecuación (4.59) conforme la longitud de la biela sea mayor con respecto al radio de la manivela la fuerza normal decrece.

Pero $\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \approx 1$ debido a las razones dadas en el subcapítulo 4.1.1. Por lo que la ecuación (4.60) puede usarse de la forma:

$$F_N = F_P \lambda \sin \alpha \quad (4.61)$$

4.2.3.1 FUERZA NORMAL EN LA SECCION DE EXPANSIÓN

$$F_{Ne} = F_{Pe}\lambda \text{sen}\alpha \quad (4.62)$$

Para el caso de la biela teóricamente infinita se tiene que

$$F_{Ne} = 0 \quad (4.63)$$

4.2.3.1 FUERZA NORMAL EN LA SECCION DE COMPRESIÓN

$$F_{Nc} = F_{Pc}\lambda \text{sen}(\gamma - \alpha) \quad (4.64)$$

Para el caso de la biela teóricamente infinita se tiene que

$$F_{Nc} = 0 \quad (4.65)$$

4.2.4 FUERZA TANGENCIAL AL RADIO DE LA MANIVELA

Esta fuerza es de suma importancia ya que es la que proporciona el par necesario para generar el trabajo del motor.

De la figura 4.2 se obtiene que:

$$F_t = F_b \text{sen}(\alpha + \beta) \quad (4.66)$$

Utilizando la identidad trigonométrica:

$\text{sen}(\alpha + \beta) = \text{sen}\alpha \cos\beta + \cos\alpha \text{sen}\beta$, la ecuación (4.66) quedara:

$$F_t = F_b (\text{sen}\alpha \cos\beta + \cos\alpha \text{sen}\beta) \quad (4.67)$$

Pero $\cos\beta = \sqrt{1 - \text{sen}^2\beta}$ quedando:

$$F_t = F_b (\text{sen}\alpha \sqrt{1 - \text{sen}^2\beta} + \cos\alpha \text{sen}\beta) \quad (4.68)$$

Sustituyendo la ecuación (4.8) la ecuación (4.68) se tiene que:

$$F_t = F_b (\text{sen}\alpha \sqrt{1 - \lambda^2 \text{sen}^2\alpha} + \cos\alpha \lambda \text{sen}\alpha) \quad (4.69)$$

Pero $\sqrt{1 - \lambda^2 \text{sen}^2\alpha} \approx 1$ quedando:

$$F_t = F_b (\text{sen}\alpha + \cos\alpha \lambda \text{sen}\alpha) \quad (4.70)$$

Si se sustituye a $\cos\alpha \lambda \text{sen}\alpha = \frac{\lambda}{2} \text{sen}2\alpha$ la ecuación de la fuerza tangencial finalmente quedara como:

$$F_t = F_b \left(\text{sen}\alpha + \frac{\lambda}{2} \text{sen}2\alpha \right) \quad (4.71)$$

4.2.4.1 FUERZA TANGENCIAL AL RADIO DE LA MANIVELA EN LA ZONA DE EXPANSIÓN

$$F_{te} = F_{be} \left(\text{sen}\alpha + \frac{\lambda}{2} \text{sen}2\alpha \right) \quad (4.72)$$

Para el caso de la biela teóricamente infinita:

$$F_{te} = F_{be} \text{sen}\alpha \quad (4.73)$$

4.2.4.2 FUERZA TANGENCIAL AL RADIO DE LA MANIVELA EN LA ZONA DE COMPRESIÓN

$$F_{tc} = F_{bc} \left[\text{sen}(\gamma - \alpha) + \frac{\lambda}{2} \text{sen}2(\gamma - \alpha) \right] \quad (4.74)$$

Para el caso de la biela teóricamente infinita:

$$F_{tc} = F_{bc} \text{sen}(\gamma - \alpha) \quad (4.75)$$

4.2.5 FUERZA RADIAL SOBRE LA MANIVELA

Esta fuerza es la que empuja contra los cojinetes y puede ser determinada de la figura de la manera siguiente:

$$F_r = F_b \cos(\alpha + \beta) \quad (4.76)$$

Utilizando la identidad trigonométrica:

$\cos(\alpha + \beta) = \cos\alpha\cos\beta - \text{sen}\alpha\text{sen}\beta$, la ecuación (4.76) quedara:

$$F_r = F_b (\cos\alpha\cos\beta - \text{sen}\alpha\text{sen}\beta) \quad (4.77)$$

Pero $\cos\beta = \sqrt{1 - \text{sen}^2\beta}$ quedando:

$$F_r = F_b \left(\cos\alpha\sqrt{1 - \text{sen}^2\beta} - \text{sen}\alpha\text{sen}\beta \right) \quad (4.78)$$

Sustituyendo la ecuación (4.8) la ecuación (4.78) se tiene que:

$$F_r = F_b \left(\cos\alpha\sqrt{1 - \lambda^2\text{sen}^2\alpha} - \text{sen}\alpha\lambda\text{sen}\alpha \right) \quad (4.79)$$

Pero $\sqrt{1 - \lambda^2 \text{sen}^2 \alpha} \approx 1$ quedando:

$$F_r = F_b(\cos \alpha + \text{sen} \alpha \lambda \text{sen} \alpha) \quad (4.80)$$

La ecuación de la fuerza radial finalmente quedará como:

$$F_r = F_b(\text{sen} \alpha + \lambda \text{sen}^2 \alpha) \quad (4.81)$$

4.2.5.1 FUERZA RADIAL SOBRE LA MANIVELA EN LA ZONA DE EXPANSIÓN

$$F_{re} = F_{be}(\text{sen} \alpha + \lambda \text{sen}^2 \alpha) \quad (4.82)$$

Para una biela teóricamente infinita:

$$F_{re} = F_{be} \text{sen} \alpha \quad (4.83)$$

4.2.5.1 FUERZA RADIAL SOBRE LA MANIVELA EN LA ZONA DE COMPRESIÓN

$$F_{rc} = F_{bc}[\text{sen}(\gamma - \alpha) + \lambda \text{sen}^2(\gamma - \alpha)] \quad (4.84)$$

Para una biela teóricamente infinita:

$$F_{rc} = F_{bc} \text{sen}(\gamma - \alpha) \quad (4.85)$$

4.3 RELACIONANDO EL ANÁLISIS CINEMÁTICO Y EL VOLUMEN BARRIDO

El volumen barrido V_h es el volumen desplazado por el pistón desde el PMI hasta el PMS.

Este se propone determinar de la siguiente manera:

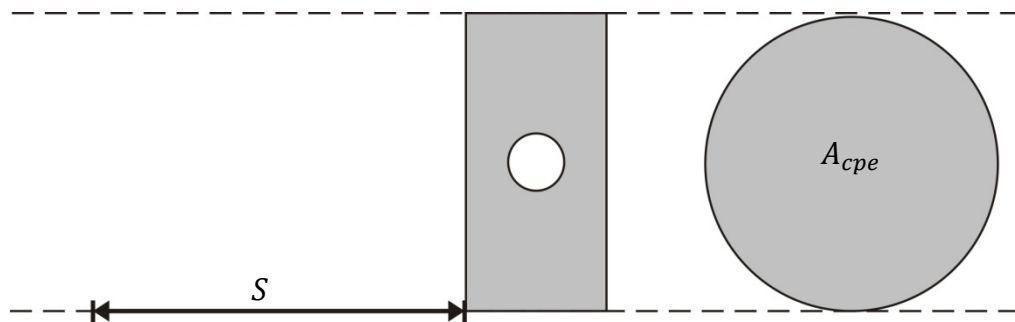


Figura 4.5 El volumen barrido por el pistón

4.3.1 PARA LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN

De la figura 4.5 podemos calcular a V_{he} como:

$$V_{he} = SA_{cpe} \quad (4.86)$$

Este volumen se pone en función del ángulo de la manivela utilizando la ecuación (4.18)

$$X_e = r(1 - \cos\alpha)$$

Donde se puede sustituir al radio de la manivela por

$$r = \frac{S}{2} \quad (4.87)$$

Sustituyendo la ecuación (4.87) en la ecuación (4.18) se tiene:

$$X_e = \frac{S}{2}(1 - \cos\alpha) \quad (4.88)$$

Multiplicando la ecuación (4.88) por A_{cpe} se tiene:

$$A_{cpe}X_e = \frac{A_{cpe}S}{2}(1 - \cos\alpha) \quad (4.89)$$

Donde $A_{cpe}X_e = V_{EP}$, y $A_{cpe}S = V_h$ según la ecuación (4.86), de manera que la ecuación (4.89) queda:

$$V_{EP} = \frac{V_h}{2}(1 - \cos\alpha) \quad (4.90)$$

4.3.2 PARA LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN

Se realiza un análisis similar al de la sección de expansión obteniendo la ecuación:

$$V_{CP} = \frac{V_{hc}}{2}[1 - \cos(\gamma - \alpha)] \quad (4.91)$$

4.3.3 ECUACIONES FINALES DE VOLUMEN Y MASA RELACIONANDO ANÁLISIS TÉRMICO Y CINEMÁTICO:

Las ecuaciones determinadas para los volúmenes y la masa total del sistema se reescriben relacionándolas con las ecuaciones determinadas en el análisis cinemático.

4.3.3.1 PARA LA SECCION DE EXPANSIÓN

Sustituyendo la ecuación (4.90) en la ecuación (3.25) se tiene que el volumen de expansión será:

$$V_E = \frac{V_{he}}{2} (1 - \cos \alpha) + V_{ME} \quad (4.92)$$

Obteniendo así la ecuación para el volumen de expansión en función de el ángulo de la manivela.

4.3.3.2 PARA LA SECCION DE COMPRESIÓN

Se sustituye la ecuación (4.91) en la ecuación (3.26) se tiene que el volumen de expansión será:

$$V_C = \frac{V_{hc}}{2} [1 - \cos (\gamma - \alpha)] + V_{MC} \quad (4.93)$$

Obteniendo así la ecuación para el volumen de compresión en función de el ángulo de la manivela y el ángulo de desfaseamiento de los cilindros.

4.3.3.3 VOLUMEN TOTAL

Sustituyendo la ecuación (4.92) y la ecuación (4.93) en la ecuación (3.27) obteniendo el volumen total del motor como:

$$V_T = \frac{V_{he}}{2} (1 - \cos \alpha) + V_{ME} + V_R + \frac{V_{hc}}{2} [1 - \cos (\gamma - \alpha)] + V_{MC} \quad (4.94)$$

4.3.3.4 MASA TOTAL

Sustituyendo las ecuaciones (3.44), (4.92) y (4.93) en la ecuación (3.33) se tiene:

$$m = \frac{P_i}{R} \left\{ \frac{\frac{V_{he}}{2} (1 - \cos \alpha) + V_{ME}}{T_a} + \frac{\frac{V_R}{T_a - T_b}}{\ln \left(\frac{T_a}{T_b} \right)} + \frac{\frac{V_{hc}}{2} [1 - \cos (\gamma - \alpha)] + V_{MC}}{T_c} \right\} \quad (4.95)$$

Obteniendo la masa total del fluido de trabajo del motor en función de todos los parámetros conocidos.

CAPITULO 5

DISEÑO DEL TERMOGENERADOR TIPO
ALFA

5.1 PROPUESTA DE DISEÑO DEL TERMOGENERADOR TIPO ALFA

Se propone diseñar el termogenerador con las siguientes características:

1. Potencia a generar de 100 W.
2. Velocidad del motor 800 rpm.
3. La disposición de los cilindros en el motor será en V. Por lo que el ángulo de desfasamiento de los cilindros será de 90° .
4. El volumen barrido por el pistón tanto de expansión como el de compresión serán iguales.
5. Los volúmenes muertos serán un cuarto del volumen barrido.
6. La presión inicial de trabajo del fluido será la atmosférica 101.3 kPa.
7. El volumen del regenerador en el motor se propone como un quinto del volumen barrido.
8. La temperatura de la zona fría será de 50°C y la de la zona caliente se propone que el espejo parabólico puede generar 500°C en el foco donde estará ubicado el motor Stirling.
9. La carrera del motor se propone igual al diámetro del pistón.
10. La relación radio de manivela-longitud de biela en el motor se propone con un valor de 0.5, el cual es un valor recomendado para motores alternativos.
11. De acuerdo con los estudios realizados en el tema [1]. Los motores en los que no existe explosión en la combustión, tienen relaciones de compresión muy bajas, como es el caso del motor Stirling. Cuya relación de presiones rara vez alcanza el valor de 2. Por lo que la relación de presiones en el motor se propone de 1.5.

5.2 DISEÑO DEL MOTOR

Se realiza el diseño del motor contemplando los esfuerzos permisibles de los materiales basados en AISC (American Institute of Steel and Construction). Cuyos factores de diseño son:

Para esfuerzos debidos a:

$$\text{Tension} \quad 0.45S_y \leq \sigma_{perm} \leq 0.6S_y$$

$$\text{Cortante} \quad \tau_{perm} = 0.40S_y$$

$$\text{Flexión} \quad 0.60S_y \leq \sigma_{perm} \leq 0.75S_y$$

$$\text{Aplastamiento o contacto} \quad \sigma_{perm} = 0.90S_y$$

5.2.1 DETERMINACION DEL VOLUMEN BARRIDO POR EL PISTÓN

Para comenzar el diseño del motor se debe determinar el volumen barrido V_h por medio de la ecuación (3.24):

$$N = P_{medt} V_h f$$

Como esta ecuación fue obtenida del ciclo teórico, no se contemplan perdidas, lo que llevara a obtener valores alejados de los reales. Por lo que se propone añadir un coeficiente a esta ecuación, conocido como el número de Beale [referencia], que es un coeficiente que añadido a la ecuación de potencia obtenida del análisis teórico nos permite acercar los valores obtenidos a los valores reales. Este coeficiente fue obtenido en base a experimentación con motores Stirling reales. Además en vez de utilizar la presión media teórica se utilizara la presión media del motor.

De manera que añadiendo el número de Beale a la ecuación (3.24) se tiene:

$$N = \aleph_b P_{med} V_h f \quad (5.1)$$

El número de Beale toma un rango de 0.011 para motores pequeños hasta 0.015 para motores grandes.

Para este caso se tomará un valor de $\aleph_b = 0.012$.

De las características mencionadas en el subcapítulo 5.1 se tiene que el volumen barrido será:

$$V_{hE} = V_{hc} \quad (5.2)$$

Sustituyendo el V_{hE} en la ecuación (5.1) y despejándolo se tiene:

$$V_{hE} = \frac{N}{\kappa_b P_{med} f} \quad (5.3)$$

Si la frecuencia $f = \frac{n}{60}$ se sustituye en la ecuación (5.3) los volúmenes se obtendrán como:

5.2.1.1 PARA LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN

$$V_{hE} = \frac{60N}{\kappa_b P_{med} n} \quad (5.4)$$

5.2.1.2 PARA LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN

$$V_{hc} = \frac{60N}{\kappa_b P_{med} n} \quad (5.5)$$

5.2.2 DETERMINACION DEL DIAMETRO DEL PISTÓN

5.2.2.1 PARA LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN

Si en la ecuación (5.4) se sustituye la ecuación (4.86) se tiene que:

$$SA_{cpe} = \frac{60N}{\kappa_b P_{med} n} \quad (5.6)$$

Sustituyendo $A_{cpe} = \frac{\pi d_{pe}^2}{4}$ en la ecuación (5.6) se tiene:

$$S \frac{\pi d_{pe}^2}{4} = \frac{60N}{\kappa_b P_{med} n} \quad (5.7)$$

Sustituyendo $S = d_{pe}$ de la característica 9 del subcapítulo 5.1 en la ecuación (5.7):

$$d_{pe} \frac{\pi d_{pe}^2}{4} = \frac{60N}{\aleph_b P_{med} n} \quad (5.8)$$

Despejando a d_{pe} de la ecuación (5.8) se tiene:

$$d_{pe} = \sqrt[3]{\frac{240N}{\pi \aleph_b P_{med} n}} \quad (5.9)$$

La ecuación (5.9) se puede escribir también en función de V_{hE} como:

$$d_{pe} = \sqrt[3]{\frac{4V_{hE}}{\pi}} \quad (5.10)$$

5.2.2.2 PARA LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN

$$d_{pc} = \sqrt[3]{\frac{240N}{\pi \aleph_b P_{med} n}} \quad (5.11)$$

La ecuación (5.9) se puede escribir también en función de V_{hc} como:

$$d_{pc} = \sqrt[3]{\frac{4V_{hc}}{\pi}} \quad (5.12)$$

5.2.3 DISEÑO MECÁNICO DEL PISTÓN

Para el diseño mecánico del pistón la parte de suma importancia es determinar el espesor de la cabeza, ya que esta parte del pistón es la que recibe toda la presión del fluido de trabajo. Por lo que se realiza el siguiente análisis cumpliendo las siguientes características:

- Para este análisis se considerara la presión del fluido en la cabeza del pistón como un caso particular de flexión en una placa circular sometida a cargas simétricas.
- Las fuerzas exteriores son simétricas y actúan perpendicularmente al plano medio.
- La flecha Y de la placa es considerablemente menor que el espesor t_{cabp} .
- Se puede prescindir de las deformaciones angulares, si y solo si se cumple la característica anterior.

- La normal es invariable. Esta suposición se conoce como la hipótesis de Kirchhoff [9]. Consiste en que sobre cierta recta normal a la superficie media de la placa, sigue formando, después de la deformación, una recta normal a la superficie deformada.
- Los esfuerzos normales en las secciones paralelas al plano medio son despreciablemente pequeñas en comparación con los esfuerzos originados por la flexión, es decir, que no existe presión alguna entre las capas de la placa.

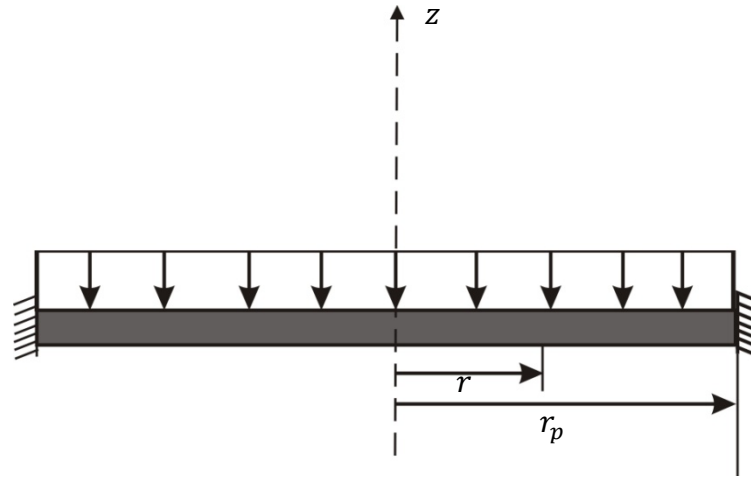


Figura 5.1 Placa empotrada en su borde
(periferia de la placa) con carga
uniformemente distribuida

Se tiene la placa circular empotrada en los bordes como se muestra en la figura 5.1.

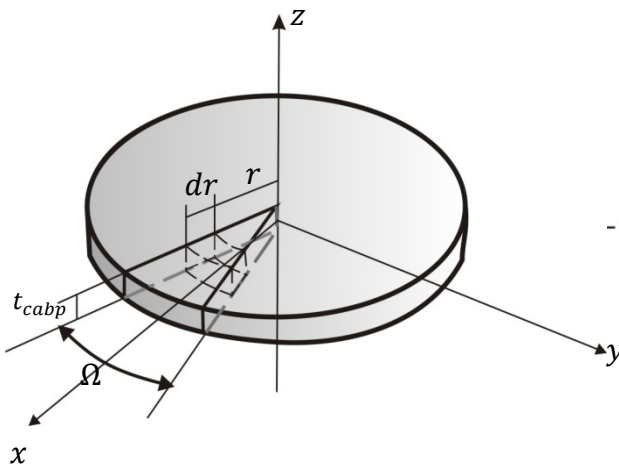


Figura 5.2 Placa Del pistón

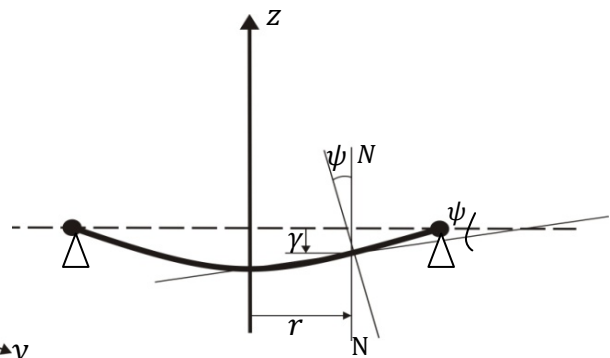


Figura 5.3 Deflexión de la Placa del
pistón

Con espesor t_{cabp} , que está sometida a fuerzas situadas simétricamente con respecto al eje “z” de la placa de la figura 5.1. Las deformaciones y tensiones en la placa también son simétricas con respecto del eje “z”.

La flecha de la placa se designa por Y y el ángulo de giro de la normal por ψ . Tal y como se muestra en la figura 5.3.

Las magnitudes Y y ψ son funciones del radio de la placa y se relacionan entre sí por la siguiente ecuación:

$$\psi = -\frac{dY}{dr} \quad (5.13)$$

Como se puede observar cuando la flecha disminuye el ángulo de giro aumenta. El signo negativo es debido a la dirección que se escoge para la flecha.

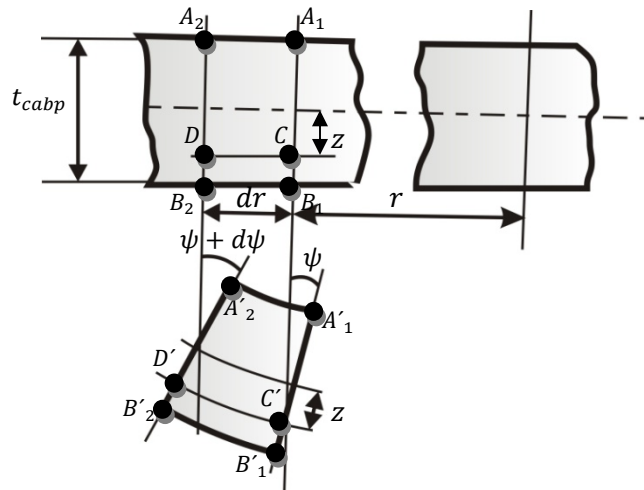


Figura 5.4 Sección axial de la placa

En la figura 5.4 está representada una sección axial de la placa. Los puntos situados sobre la normal A_1B_1 , después de la flexión de la placa, forman la normal $A'_1B'_1$ girada un ángulo ψ . La normal A_2B_2 girará un ángulo $\psi + d\psi$. El segmento CD situado a la distancia z del plano medio, y orientado radialmente recibe el alargamiento siguiente:

$$z(\psi + d\psi) - z\psi = zd\psi \quad (5.14)$$

La deformación unitaria para el segmento CD del plano medio es lo que se deforma entre la longitud original. Por lo que se tiene:

$$\epsilon_r = \frac{zd\psi}{dr} \quad (5.15)$$

El alargamiento unitario en el punto C en la dirección perpendicular al plano del dibujo será:

$$\varepsilon_t = \frac{z\psi}{r} \quad (5.16)$$

Ya que se comparan las longitudes de las circunferencias correspondientes antes y después de la deformación y el alargamiento fue $z\psi$.

Ahora se separa mediante dos secciones axiales que forman un ángulo $d\Omega$ y dos superficies cilíndricas de radios r y $r + dr$ de la figura a. En el prisma de la placa indicado en la figura d.

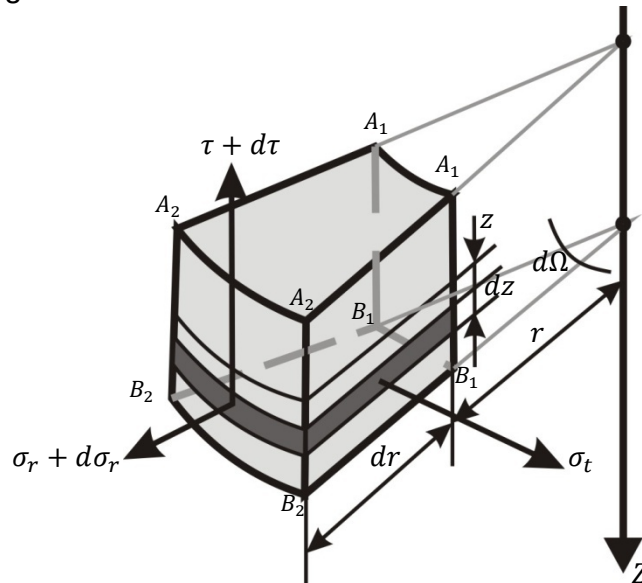


Figura 5.5 Esfuerzos Sobre el prisma de la placa.

Como en las secciones paralelas al plano medio no existen esfuerzos normales, los alargamientos y los esfuerzos estarán relacionados por la ley de Hooke [9] en la forma siguiente:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E}(\sigma_r - \mu\sigma_t) \quad (5.17)$$

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E}(\sigma_t - \mu\sigma_r) \quad (5.18)$$

Expresando las ecuaciones (5.17) y (5.18) como esfuerzos se tiene:

$$\sigma_r = \frac{E}{1 - \mu^2}(\varepsilon_r + \mu\varepsilon_t) \quad (5.19)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1 - \mu^2} (\varepsilon_t + \mu \varepsilon_r) \quad (5.20)$$

Sustituyendo la ecuación (5.15) y la ecuación (5.16) en las ecuaciones (5.19) y (5.20) respectivamente se tiene:

$$\sigma_r = \frac{Ez}{1 - \mu^2} \left(\frac{d\psi}{dr} + \mu \frac{\psi}{r} \right) \quad (5.21)$$

$$\sigma_t = \frac{Ez}{1 - \mu^2} \left(\frac{\psi}{r} + \mu \frac{d\psi}{dr} \right) \quad (5.22)$$

Si se analiza el prisma por separado de la figura 5.6:

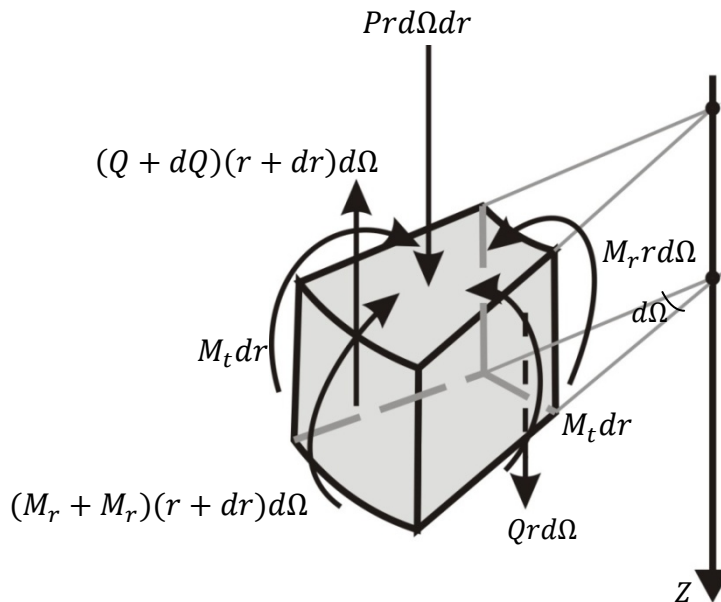


Figura 5.6 Condiciones de equilibrio del prisma de la placa.

Los esfuerzos en la cara $A_1B_1A_1B_1$ de la figura 5.5 originan una fuerza resultante cortante dirigida en dirección del eje z . La intensidad de esta fuerza, es decir, la magnitud de la fuerza que se refiere a la unidad de longitud de arco $rd\Omega$ se designa por Q cuyas unidades son fuerza por unidad de longitud. La fuerza cortante en la cara $A_1B_1A_1B_1$ será $Qrd\Omega$ y la fuerza cortante en la cara $A_2B_2A_2B_2$ será $(Q + dQ)(r + dr)d\Omega$ como se puede observar en la figura 5.6.

Como los esfuerzos en las capas superiores e inferiores son iguales, pero de signo opuesto, serán nulas las fuerzas normales sobre las caras del elemento. Por

los que los esfuerzos normales σ_r y σ_t que actúan sobre las caras correspondientes se reducen a momentos resultantes en planos verticales.

La intensidad de los momentos sobre las caras $A_1B_1A_1B_1$ y $A_1B_1A_2B_2$, es decir, las magnitudes de los momentos referidos a la unidad de longitud de la sección se designa por M_r y M_t cuyas unidades son las de momento por unidad de longitud respectivamente.

Las magnitudes M_r, M_t y Q se denominaran de aquí en adelante solo momentos y cortante respectivamente.

Conociendo los esfuerzos σ_r y σ_t se determinan los momentos resultantes sobre las caras.

Para determinar los momentos se empleara las ecuaciones de la estática en su forma integral.

$$\int \sigma dA_p = 0 \quad (5.23)$$

$$\int \sigma z dA_p = M \quad (5.24)$$

La ecuación (5.23) expresa que la suma de las fuerzas normales ligadas a la sección es nula. La ecuación (5.24) equivaldrá a la condición de que el momento de dichas fuerzas es el momento flector M .

Aplicando la ecuación (5.24) a la figura 5.6 para los esfuerzos radiales y tangenciales respectivamente se tiene que:

$$M_r r d\Omega = \int \sigma_r z dz r d\Omega \quad (5.25)$$

Acomodando y escribiendo los límites de la integral se tiene que:

$$M_r = \sigma_r \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} z dz \quad (5.26)$$

De igual manera para las tangenciales se tiene que:

$$M_t dr = \int \sigma_t z dz dr \quad (5.27)$$

Acomodando y escribiendo los límites de la integral se tiene que:

$$M_t = \sigma_t \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} z dz \quad (5.28)$$

Sustituyendo en las ecuaciones (5.26) y (5.28) las ecuaciones (5.21) y (5.22) respectivamente se tiene que:

$$M_r = \frac{E}{1 - \mu^2} \left(\frac{d\psi}{dr} + \mu \frac{\psi}{r} \right) \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} z^2 dz \quad (5.29)$$

$$M_t = \frac{E}{1 - \mu^2} \left(\frac{\psi}{r} + \mu \frac{d\psi}{dr} \right) \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} z^2 dz \quad (5.30)$$

Integrando las ecuaciones (5.29) y (5.30) se obtiene que:

$$M_r = \frac{Et^3}{12(1 - \mu^2)} \left(\frac{d\psi}{dr} + \mu \frac{\psi}{r} \right) \quad (5.31)$$

$$M_t = \frac{Et^3}{12(1 - \mu^2)} \left(\frac{\psi}{r} + \mu \frac{d\psi}{dr} \right) \quad (5.32)$$

La parte $\frac{Et^3}{12(1 - \mu^2)}$ de las ecuaciones (5.31) y (5.32) se conoce como rigidez de la placa D [9].

Sustituyendo en las ecuaciones (5.31) y (5.32) se tiene que:

$$M_r = D \left(\frac{d\psi}{dr} + \mu \frac{\psi}{r} \right) \quad (5.33)$$

$$M_t = D \left(\frac{\psi}{r} + \mu \frac{d\psi}{dr} \right) \quad (5.34)$$

Entre las fuerzas aplicadas al elemento de la figura e se incluye también la fuerza exterior $Prd\Omega dr$, siendo la presión del fluido de trabajo.

Proyectando todas las fuerzas del elemento de la figura 5.6 sobre el eje de simetría se tiene:

$$(q + dq)(r + dr)d\Omega - Qrd\Omega - Prd\Omega dr = 0 \quad (5.35)$$

Desarrollando los productos y despreciando las diferenciales de orden superior:

$$Prdr = d(Qr) \quad (5.36)$$

Integrando la ecuación (5.36) se puede obtener la fuerza cortante para la placa:

$$P \int_0^r r dr = \int d(Qr) \quad (5.37)$$

Se tiene:

$$Q = \frac{Pr}{2} \quad (5.38)$$

Se plantea ahora la suma de los momentos de todas las fuerzas respecto del eje y, tangente al arco del circulo de radio r en el plano medio.

$$(M_r + dM_r)(r + dr)d\Omega - M_r r d\Omega - Prdrd\Omega \frac{dr}{2} - M_t dr d\Omega + (Q + dQ)(r + dr) = 0 \quad (5.39)$$

Realizando los productos y despreciando las diferenciales de orden superior se tiene que:

$$rQ = M_t - \frac{d(rM_r)}{dr} \quad (5.40)$$

Las ecuaciones de equilibrio restantes se satisfacen automáticamente debido a las condiciones de simetría.

Sustituyendo las ecuaciones (5.33) y (5.34) en la ecuación (5.40) y realizando las derivadas se tiene que:

$$\frac{rd^2\psi}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\psi}{dr} - \frac{\psi}{r^2} = -\frac{Q}{D} \quad (5.41)$$

Se puede escribir la ecuación (5.41) de la forma:

$$\frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d(\psi r)}{dr} \right] = -\frac{Q}{D} \quad (5.42)$$

La ecuación (5.42) se debe integrar dos veces para encontrar a ψ .

Integrando la ecuación (5.42):

$$\int d \left[\frac{1}{r} \frac{d(\psi r)}{dr} \right] = - \int \frac{Q}{D} dr + C_1 \quad (5.43)$$

Integrando y acomodando para realizar la segunda integral queda:

$$d(\psi r) = - \int \left[r \int \frac{Q}{D} dr \right] dr + C_1 \int r dr + C_2 \quad (5.44)$$

La ecuación (5.44) queda como:

$$\psi = \frac{C_1 r}{2} + \frac{C_2}{r} - \frac{1}{Dr} \int \left[r \int \frac{Q}{D} dr \right] dr \quad (5.45)$$

Si se llama $\bar{C}_1 = \frac{C_1}{2}$ se tendrá que:

$$\psi = \bar{C}_1 r + \frac{C_2}{r} - \frac{1}{Dr} \int \left[r \int \frac{Q}{D} dr \right] dr \quad (5.46)$$

Sustituyendo la ecuación (5.38) en la ecuación (5.46) e integrando se obtiene:

$$\psi = \bar{C}_1 r + \frac{C_2}{r} - \frac{1r^3 P}{16D} \quad (5.47)$$

Para determinar las constantes de integración se evalúan las condiciones de frontera siguientes:

1. Cuando $r = 0$; $\psi = 0$

Al aplicar esta primera condición de frontera a la ecuación (5.47); se concluye que C_2 debe ser cero, ya que de lo contrario se indeterminaria la ecuación. Por lo tanto:

$$\psi = \bar{C}_1 r - \frac{r^3 P}{16D} \quad (5.48)$$

2. Cuando $r = R$; $\psi = 0$

Al aplicar la segunda condición se obtiene:

$$\bar{C}_1 = \frac{R^2 P}{16D} \quad (5.49)$$

Sustituyendo la ecuación (5.49) en la ecuación (5.48) y simplificando se tiene:

$$\psi = \frac{P(R^2 r - r^3)}{16D} \quad (5.50)$$

Sustituyendo la ecuación (5.50) en las ecuaciones (5.33) y (5.34) y realizando las derivadas correspondientes se tiene que los momentos quedan como:

$$M_r = \frac{P}{16} [R^2(1 + \mu) - r^2(3 + \mu)] \quad (5.51)$$

$$M_t = \frac{P}{16} [R(1 + \mu) - r^2(1 + 3\mu)] \quad (5.52)$$

Una vez determinados los momentos se puede determinar los esfuerzos:

Sustituyendo las ecuaciones (5.31) y (5.32) en las ecuaciones (5.21) y (5.22) respectivamente se tiene que los esfuerzos quedaran de la siguiente manera:

$$\sigma_r = \frac{12M_r}{t^3} z \quad (5.53)$$

$$\sigma_t = \frac{12M_t}{t^3} z \quad (5.54)$$

Los esfuerzos máximos se encuentran en $z = \mp \frac{t}{2}$ por lo que las ecuaciones quedaran:

$$\sigma_r = \mp \frac{6M_r}{t^2} \quad (5.55)$$

$$\sigma_t = \mp \frac{6M_t}{t^2} \quad (5.56)$$

Sustituyendo las ecuaciones (5.51) y (5.52) en las ecuaciones (5.55) y (5.56) con $r = R$ y realizando las simplificaciones algebraicas se obtienen los esfuerzos máximos para la placa:

$$\sigma_{rmax} = \frac{3PR^2}{4t^2} \quad (5.57)$$

$$\sigma_{tmax} = \frac{3\mu PR^2}{4t^2} \quad (5.58)$$

Como se observa el esfuerzo radial es mayor al esfuerzo tangencial, por lo que este será el que se utilizara para la determinación del espesor de la cabeza del pistón.

Sustituyendo $P = P_{max}$ y $\sigma = \sigma_{perm}$ con el fin de mantenerse dentro de los esfuerzos permisibles del material. Se despeja el espesor y la ecuación (5.57) quedará como:

$$t = \sqrt{\frac{3P_{max}R^2}{4\sigma_{perm}}} \quad (5.59)$$

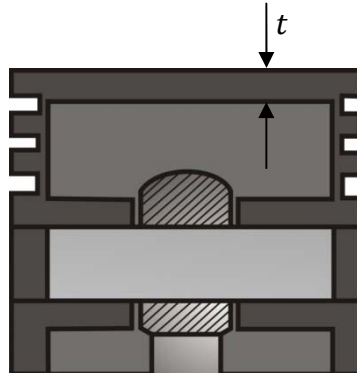


Figura 5.7 Espesor de la cabeza del pistón.

5.2.3.1 PARA LA SECCION DE EXPANSIÓN

$$t_{cpe} = \sqrt{\frac{3P_{max}r_{pe}^2}{4\sigma_{perm}}} \quad (5.60)$$

5.2.3.2 PARA LA SECCION DE COMPRESIÓN

$$t_{cpc} = \sqrt{\frac{3P_{max}r_{pc}^2}{4\sigma_{perm}}} \quad (5.61)$$

5.2.4 DISEÑO DE PARAMETROS SECUNDARIOS DEL PISTÓN

Estos parámetros son aquellos que conforman el diseño completo del pistón, los cuales son:

- Longitud del pistón.
- Distancia de la parte final de la cabeza del pistón al primer anillo.
- La altura del anillo.
- Número de anillos requeridos.

- Distancia entre anillo y anillo.
- Profundidad del anillo de compresión.
- Profundidad de los anillos para aceite.
- Ubicación del centro del pasador del pistón.

Para determinar estos se utilizaran los valores recomendados por fabricantes de pistones [7].

5.2.4.1 LONGITUD DEL PISTÓN

Para la longitud del pistón se recomienda este en el rango de d_p a $1.5d_p$. Por consiguiente para el caso de diseño del termogenerador tipo alfa se considerará:

$$L_{pistón} = d_p \quad (5.62)$$

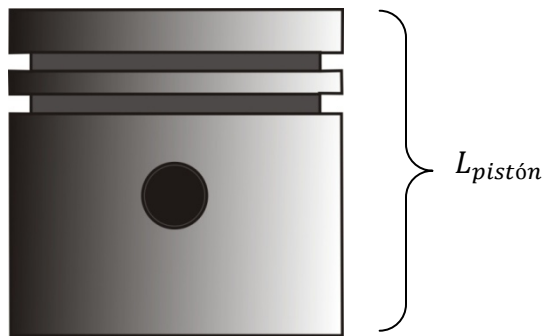


Figura 5.8 Longitud del pistón.

5.2.4.1.1 PARA LA SECCION DE EXPANSIÓN

$$L_{pistón e} = d_{pe} \quad (5.63)$$

5.2.4.1.2 PARA LA SECCION DE COMPRESIÓN

$$L_{pistón c} = d_{pc} \quad (5.64)$$

5.2.4.2 DISTANCIA DE LA PARTE SUPERIOR DE LA CABEZA DEL PISTÓN AL PRIMER ANILLO

Se recomienda el siguiente valor para esta distancia [7]:

$$t_g = 1.2t_{cp} \quad (5.65)$$

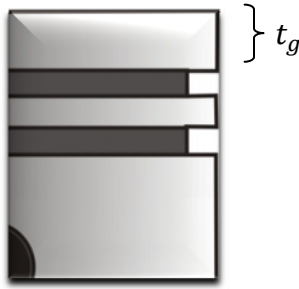


Figura 5.9 Parte superior de la cabeza del pistón.

5.2.4.2.1 PARA LA SECCION DE EXPANSIÓN

$$t_{gpe} = 1.2t_{cpe} \quad (5.66)$$

5.2.4.2.2 PARA LA SECCION DE COMPRESIÓN

$$t_{gpc} = 1.2t_{cpc} \quad (5.67)$$

5.2.4.3 ALTURA DEL ANILLO

Para determinar la altura del anillo primero es necesario determinar un parámetro conocido como espesor radial, el cual es el espesor radial del anillo y que puede ser determinado de la siguiente ecuación:

$$t_{radial} = \frac{d_p}{22} \quad (5.68)$$

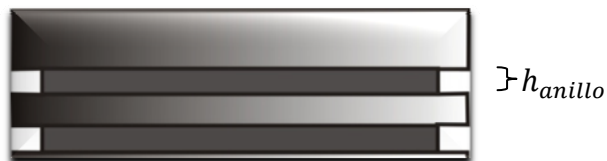


Figura 5.10 Altura del anillo.

La altura del anillo se determinara por la siguiente ecuación [7]:

$$h_{anillo} = 0.7t_{radial} \quad (5.69)$$

Sustituyendo la ecuación (5.68) en la ecuación (5.69) se tiene:

$$h_{anillo} = 0.7 \frac{d_p}{22} \quad (5.70)$$

5.2.4.3.1 PARA LA SECCION DE EXPANSIÓN

$$h_{anilloe} = 0.7 \frac{d_{pe}}{22} \quad (5.71)$$

5.2.4.3.2 PARA LA SECCION DE COMPRESIÓN

$$h_{anilloc} = 0.7 \frac{d_{pc}}{22} \quad (5.72)$$

5.2.4.4 NÚMERO DE ANILLOS REQUERIDOS

Para calcular el número de anillos requeridos se ocupa la siguiente ecuación [7]:

$$i = \frac{d_p}{10h_{anillo}} \quad (5.73)$$

5.2.4.4.1 PARA LA SECCION DE EXPANSIÓN

$$i_{se} = \frac{d_{pe}}{10h_{anilloe}} \quad (5.74)$$

5.2.4.4.2 PARA LA SECCION DE COMPRESIÓN

$$i_{sc} = \frac{d_{pc}}{10h_{anilloc}} \quad (5.75)$$

5.2.4.5 DISTANCIA ENTRE ANILLO Y ANILLO

La distancia entre anillo y anillo se propone como:

$$t_{a/a} = h_{anillo} \quad (5.76)$$



Figura 5.11 Distancia entre anillo y anillo.

5.2.4.5.1 PARA LA SECCION DE EXPANSIÓN

$$t_{a/ae} = h_{anilloe} \quad (5.77)$$

5.2.4.5.2 PARA LA SECCION DE COMPRESIÓN

$$t_{a/ac} = h_{anilloc} \quad (5.78)$$

5.2.4.6 PROFUNDIDAD DE LOS ANILLOS

La profundidad de los anillos de compresión se determina de acuerdo a la siguiente ecuación [referencia]:

$$P_{rofcom} = t_{radial} + 0.003d_p + 0.010 \quad (5.79)$$

La profundidad de los anillos para aceite se determina de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$P_{rof ace} = t_{radial} + 0.003d_p + 0.030 \quad (5.80)$$

5.2.4.6.1 PARA LA SECCION DE EXPANSIÓN

$$P_{rof come} = \frac{d_{pe}}{22} + 0.003d_{pe} + 0.010 \quad (5.81)$$

$$P_{rof acee} = \frac{d_{pe}}{22} + 0.003d_{pe} + 0.030 \quad (5.82)$$

5.2.4.6.2 PARA LA SECCION DE COMPRESIÓN

$$P_{rofcomc} = \frac{d_{pc}}{22} + 0.003d_{pc} + 0.010 \quad (5.83)$$

$$P_{rofacedc} = \frac{d_{pc}}{22} + 0.003d_{pc} + 0.030 \quad (5.84)$$

5.2.4.7 UBICACIÓN DEL CENTRO DEL PASADOR DEL PISTÓN

Para la ubicación del centro del pasador del pistón se propone el siguiente un rango de $0.02d_p$ a $0.04d_p$ [7] desde el centro del pistón hacia la parte superior de la cabeza del pistón.

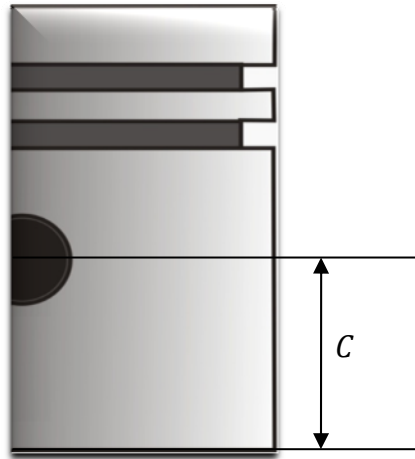


Figura 5.12 Ubicación del centro del pasador.

Para este diseño se utiliza:

$$C = \frac{L_{pistón}}{2} + 0.04d_p \quad (5.85)$$

5.2.5 DISEÑO MECÁNICO DEL PASADOR DEL PISTÓN

El pasador del motor está sometido a las cargas mostradas en la figura 5.13.

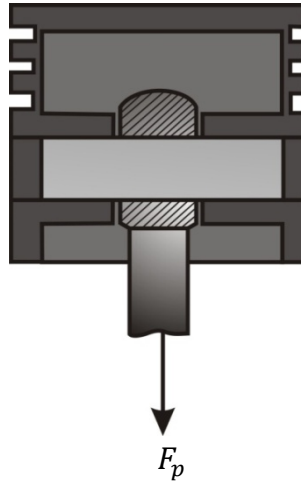


Figura 5.13 Cargas sobre el pasador del pistón.

Para determinar el diámetro requerido del pasador es necesario conocer las reacciones debido a las fuerzas que actúan en el. Por lo que se realizará tres análisis de esfuerzos y en base a la comparación de estos se decidirá el diámetro correcto para el pasador.

Para los análisis se propone considerar al pasador como una viga simplemente apoyada con una carga uniformemente distribuida [15].

El primer análisis es un análisis de flexión

El cual tiene por ecuación:

$$\sigma_{perm} = \frac{Mc}{I} \quad (5.86)$$

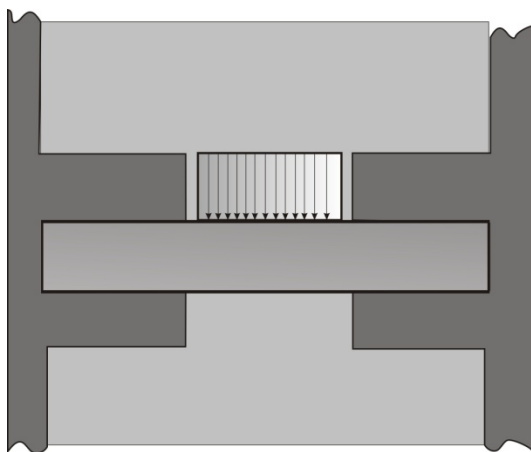


Figura 5.14 Carga de la biela sobre el pasador del pistón.

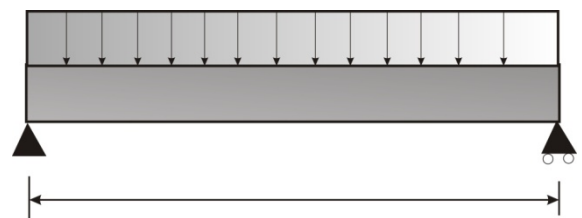


Figura 5.15 Pasador con carga uniformemente distribuida.

Para el caso que se tiene de la viga de la figura 5.15, se tiene que el momento máximo ocurre en el centro del pasador. Cuyo momento será [12] apéndice (A2):

$$M_{max} = \frac{F_p b}{8} \quad (5.87)$$

Y cuya inercia será para la sección mostrada en la figura 5.16:

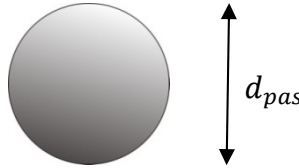


Figura 5.16 Sección transversal del pasador.

$$I = \frac{\pi d_{pas}^4}{64} \quad (5.88)$$

Sustituyendo la ecuación (5.87) y (5.88) en la ecuación (5.86) y simplificando se tiene:

$$\sigma_{perm} = \frac{4F_p b}{\pi d_{pas}^3} \quad (5.89)$$

Despejando el diámetro del pasador de la ecuación (5.89) se tiene:

$$d_{pas} = \sqrt[3]{\frac{4F_p b}{\pi \sigma_{perm}}} \quad (5.90)$$

El segundo análisis será a cortante

El cual tiene por ecuación:

$$\tau_{perm} = \frac{F_p}{A_{cpas}} \quad (5.91)$$

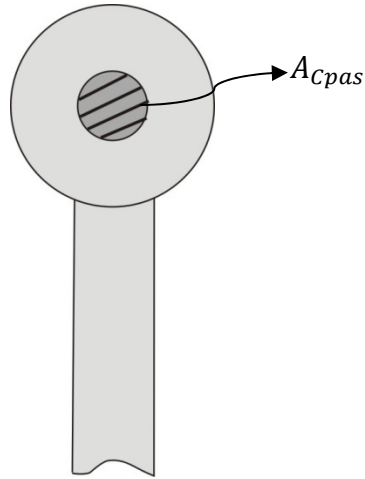


Figura 5.17 Área sometida a cortante del pasador.

El área cortada es:

$$A_{cpas} = 2A_{pas} = 2 \frac{\pi d_{pas}^2}{4} \quad (5.92)$$

Sustituyendo la ecuación (5.92) en la ecuación (5.91) se tiene:

$$\tau_{perm} = \frac{2F_p}{\pi d_{pas}^2} \quad (5.93)$$

Despejando el diámetro del pasador de la ecuación (5.93) se tiene:

$$d_{pas} = \sqrt{\frac{2F_p}{\pi \tau_{perm}}} \quad (5.94)$$

El tercer análisis es debido al contacto entre las partes

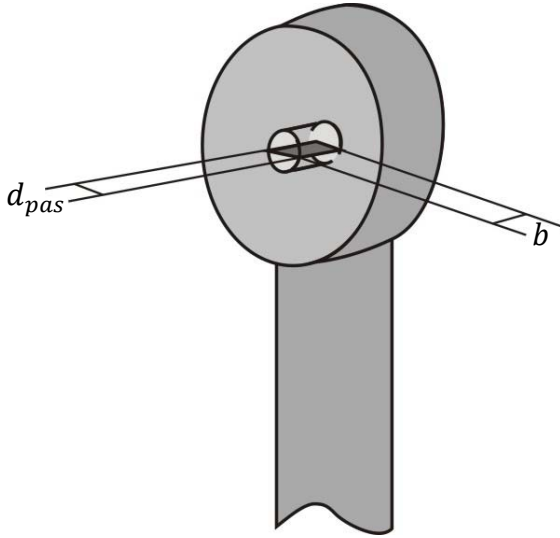


Figura 5.18 Área sometida a contacto del pasador.

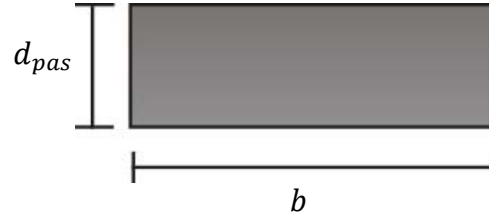


Figura 5.19 Sección del área sometida a contacto.

El cual tiene por ecuación:

$$\sigma_{perm} = \frac{F_p}{A_{Con}} \quad (5.95)$$

De la figura se obtiene que el área de contacto es:

$$A_{Con} = d_{pas}b \quad (5.96)$$

Sustituyendo la ecuación (5.96) en la ecuación (5.95) se tiene:

$$\sigma_{perm} = \frac{F_p}{d_{pas}b} \quad (5.97)$$

Despejando el diámetro del pasador de la ecuación (5.97) se tiene:

$$d_{pas} = \frac{F_p}{b\sigma_{perm}} \quad (5.98)$$

Finalmente realizados los tres análisis. La manera de determinar el diámetro correcto del pasador se deben comparar las ecuaciones (5.90), (5.94) y (5.98) de los tres análisis cuando la fuerza es máxima.

El análisis cuyo diámetro sea el mayor de los tres es el diámetro que se debe ocupar.

5.2.5.1 PARA LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN

- Para flexión

$$d_{pase} = \sqrt[3]{\frac{4F_{pe}b_e}{\pi\sigma_{perm}}} \quad (5.99)$$

- Para cortante

$$d_{pase} = \sqrt{\frac{2F_{pe}}{\pi\tau_{perm}}} \quad (5.100)$$

- Para contacto

$$d_{pase} = \frac{F_{pe}}{b_e\sigma_{perm}} \quad (5.101)$$

5.2.5.2 PARA LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN

- Para flexión

$$d_{pasec} = \sqrt[3]{\frac{4F_{pc}b_c}{\pi\sigma_{perm}}} \quad (5.102)$$

- Para cortante

$$d_{pasec} = \sqrt{\frac{2F_{pc}}{\pi\tau_{perm}}} \quad (5.103)$$

- Para contacto

$$d_{pasec} = \frac{F_{pc}}{b_c \sigma_{perm}} \quad (5.104)$$

5.2.6 DETERMINACION DEL DIÁMETRO INTERIOR DE LOS CILINDROS

Para determinar el diámetro interior del cilindro se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$d_{ic} = d_p + 1mm \quad (5.105)$$

Ya que con esto se considera la expansión por calor del cilindro y del pistón [1]. Por lo que las ecuaciones para el diámetro interior del cilindro para cada sección del motor quedaran:

5.2.6.1 PARA LA SECCION DE EXPANSIÓN

$$d_{ice} = d_{pe} + 1mm \quad (5.106)$$

5.2.6.2 PARA LA SECCION DE COMPRESIÓN

$$d_{icc} = d_{pc} + 1mm \quad (5.107)$$

5.2.7 DISEÑO MECÁNICO DEL CILINDRO

Para el diseño de los cilindros, se propone diseñarlos considerando al cilindro, un recipiente a presión.

Para iniciar el análisis se realizan las siguientes consideraciones:

1. El fluido contenido en el cilindro es de baja densidad por lo que su peso es despreciable.
2. El cilindro se considera un recipiente a presión de pared delgada.

Se tiene el cilindro de la siguiente figura 5.20:

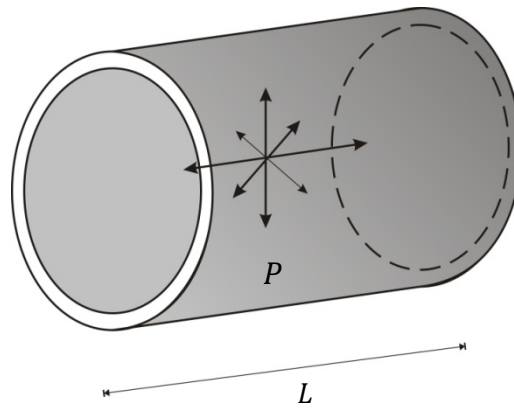


Figura 5.20 Cilindro sometido a presión interna.

El cilindro contiene el fluido de trabajo del motor a una presión P .

Se corta una sección de longitud L del cilindro como el de la figura 5.20. Para investigar las fuerzas en la pared del cilindro se corta un plano diametral, con vista de sección de la siguiente manera:

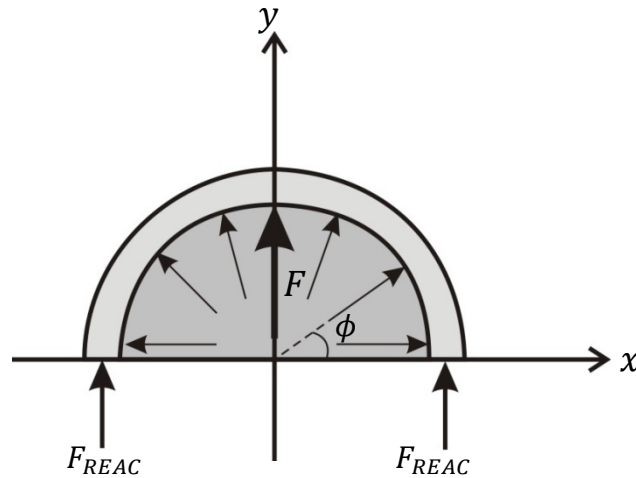


Figura 5.21 Sección diametral del cilindro.

Las fuerzas generadas por la presión del fluido actúan normalmente a la superficie interior del cilindro. Cada una de estas fuerzas F puede descomponerse en componentes $F \cos \phi$ y $F \sin \phi$.

Considerando las fuerzas mostradas en la figura 5.21, se observa que para cada fuerza a la derecha de la línea central, hay una fuerza correspondiente a la izquierda. Por consiguiente, las componentes horizontales $F \cos \phi$ de las fuerzas a cada lado de la línea central se equilibran una con otra. Esto significa que al estar en equilibrio, estas no requieren fuerzas cortantes para mantener el equilibrio. Sin embargo las componentes verticales de las fuerzas a cada lado de la línea central actúan hacia arriba. Por lo que para mantener el equilibrio se necesita de una fuerza F_{REAC} que actúa en las paredes del cilindro. Por lo que la resultante de todas las fuerzas F se puede determinar de la siguiente figura 5.22:

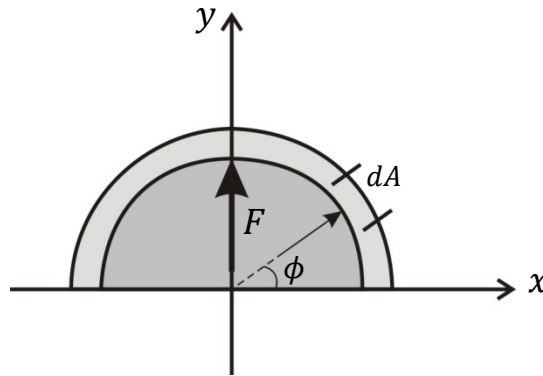


Figura 5.22 Sección diametral del cilindro.

$$F = \Sigma F \sin \phi = \Sigma P A \sin \phi \quad (5.108)$$

Escribiéndolo en forma integral se tiene:

$$F = \int_A P \sin \phi \, dA \quad (5.109)$$

Pero en este caso el área de la ecuación no es el área perpendicular a F , por lo que debe proyectarse a dA en el eje perpendicular a "y", siendo ϕ el ángulo normal a la superficie. Proyectando el área:

$$d\acute{A} = dA \sin \phi \quad (5.110)$$

Se sustituye la ecuación (5.110) en la ecuación (5.109) quedando:

$$F = \int_A P \, d\acute{A} \quad (5.111)$$

Integrando la ecuación (5.111) se tiene:

$$F = P\dot{A} \quad (5.112)$$

Donde $\dot{A}$ será el área proyectada perpendicular al eje “y” como se muestra en la figura.

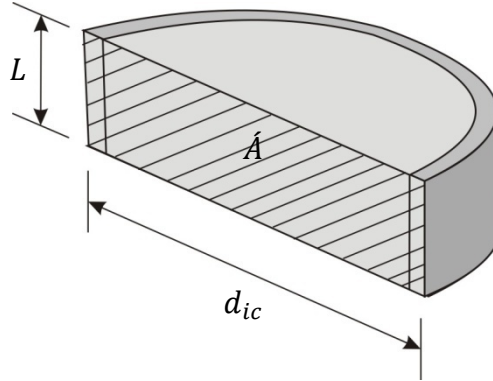


Figura 5.23 Área proyectada perpendicular al eje y.

De donde:

$$\dot{A} = Ld_{ic} \quad (5.113)$$

Sustituyendo la ecuación (5.113) en la ecuación (5.112) se tiene:

$$F = Pd_{ic}L \quad (5.114)$$

Por las leyes de la estática se determina la fuerza F_{REAC} , realizando la sumatoria de fuerzas correspondientes verticales.

La ecuación de equilibrio para la figura quedará:

$$\Sigma F_v = 0 = F - 2F_{REAC} \quad (5.115)$$

De donde:

$$F_{REAC} = \frac{F}{2} \quad (5.116)$$

Sustituyendo la ecuación (5.114) en la ecuación (5.116) se tiene:

$$F_{REAC} = \frac{Pd_{ic}L}{2} \quad (5.117)$$

Para determinar el esfuerzo en las paredes del cilindro conocido también como esfuerzo circunferencial mediante la ecuación de esfuerzo de la siguiente manera:

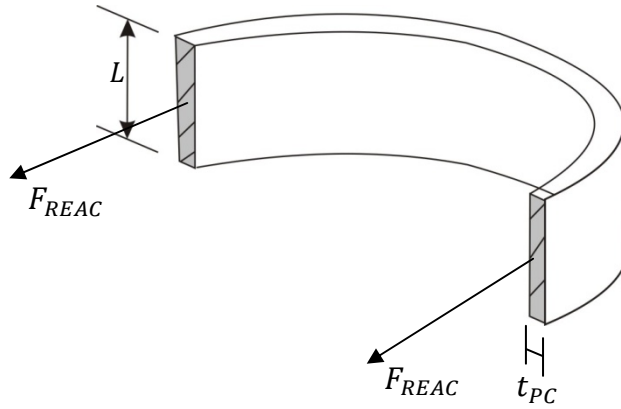


Figura 5.24 Secciones sometidas a esfuerzo circunferencial.

$$\sigma_c = \frac{F_{REAC}}{A_{sp}} \quad (5.118)$$

De la figura 5.24 se tiene:

$$A_{sp} = t_{PC}L \quad (5.119)$$

Sustituyendo la ecuación (5.119) y la ecuación (5.117) en la ecuación (5.118) se tiene:

$$\sigma_c = \frac{Pd_{ic}}{2t_{PC}} \quad (5.120)$$

En los recipientes a presión también se presentan esfuerzos longitudinales los cuales son la mitad de los esfuerzos circunferenciales [12], cuya ecuación es:

$$\sigma_L = \frac{Pd_{ic}}{4t_{PC}} \quad (5.121)$$

Ya que el esfuerzo longitudinal en el cilindro es menor al circunferencial, para el diseño se utilizara el esfuerzo circunferencial.

De la ecuación (5.120) se despeja t_{PC} :

$$t_{PC} = \frac{P d_{ic}}{2\sigma_c} \quad (5.122)$$

Para determinar el espesor del cilindro se utilizara la P_{max} en vez de P y σ_{perm} en vez de σ_c , con el fin de mantenerse dentro de los esfuerzos permisibles de los materiales. Por lo que la ecuación (5.122) finalmente queda como:

$$t_{PC} = \frac{P_{max} d_{ic}}{2\sigma_{perm}} \quad (5.123)$$

5.2.8 DISEÑO MECÁNICO DE LA BIELA

5.2.8.1 DETERMINACIÓN DE LA LONGITUD DE LA BIELA

Para el diseño de la biela, el primer parámetro a determinar será su longitud. La cual es obtenida de la ecuación (4.3), despejando la longitud de la biela:

$$L_B = \frac{r}{\lambda} \quad (5.124)$$

5.2.8.2 DETERMINACIÓN DEL PERFIL DE LA BIELA

Para determinar la sección de la biela, se propone considerar la biela como una barra cargada axialmente a su sección (ya que las cargas máximas se darán cuando la carga este axial a la barra).

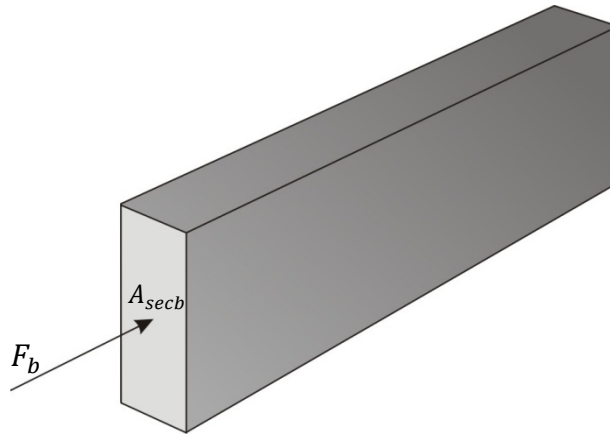


Figura 5.25 Cargas sobre la sección de la biela

$$\sigma_{perm} = \frac{F_b}{A_{secb}} \quad (5.126)$$

Sustituyendo F_b para cada sección del motor en la ecuación (5.126) y despejando el área de la sección se tiene:

5.2.8.2.1 PARA LA SECCIÓN DE EXPANSIÓN

$$A_{secbe} = \frac{P_i \frac{\pi d_{pe}^2}{4} - \frac{w_{ape}}{g} \omega^2 r \cos \alpha}{\sigma_{perm}} \quad (5.127)$$

5.2.8.2.2 PARA LA SECCIÓN DE COMPRESIÓN

$$A_{secbc} = \frac{P_i \frac{\pi d_{pc}^2}{4} - \frac{w_{apc}}{g} \omega^2 r \cos(\alpha - \gamma)}{\sigma_{perm}} \quad (5.128)$$

Para dimensionar la biela solo será necesario proponer la geometría.

5.2.9 DISEÑO MECÁNICO DEL PASADOR DE LA BIELA

El pasador de la manivela está sometido a las cargas mostradas en la figura 5.26:

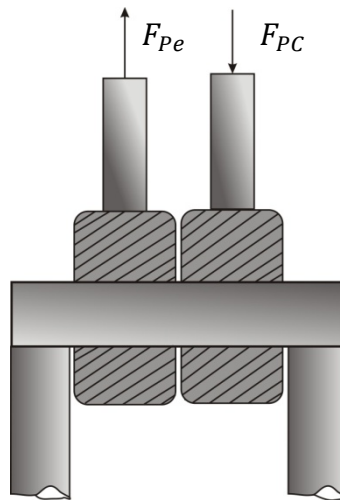


Figura 5.26 Cargas sobre el pasador de la manivela

De la misma forma que para la determinación del diámetro del pasador del pistón, se propone realizar los mismos tres análisis de esfuerzos realizados al pasador del pistón. Y en base a la comparación de estos decidir el diámetro del pasador de la manivela.

Para estos análisis se propone considerar al pasador como una viga simplemente apoyada con las cargas de la figura 5.27:

El primer análisis es un análisis de flexión

El cual tiene por ecuación la ecuación (5.86):

$$\sigma_{perm} = \frac{Mc}{I}$$

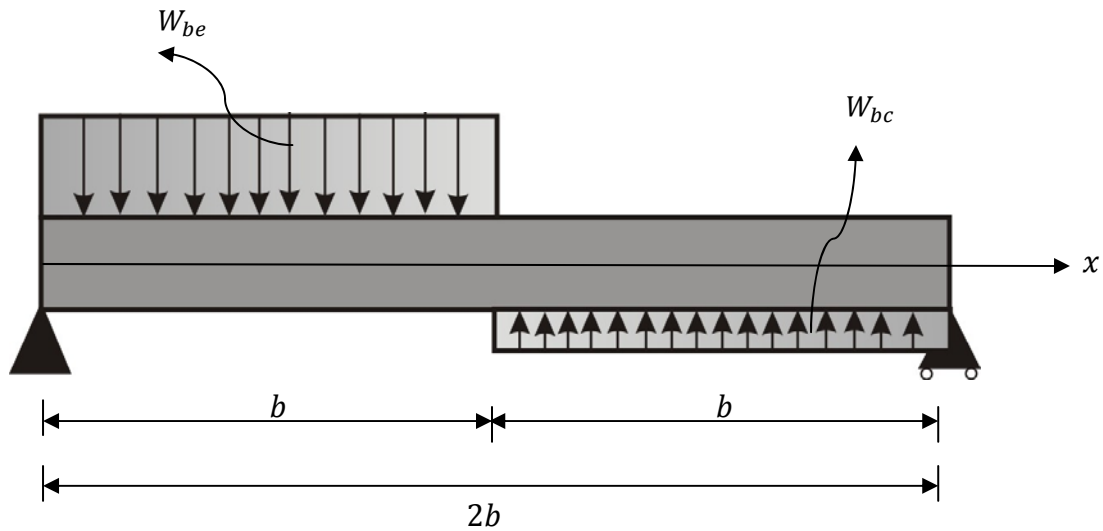


Figura 5.27 Representación de las cargas sobre el pasador de la manivela

Para el caso de la viga de la figura 5.27 se propone utilizar el método de funciones de singularidad para su solución tal y como se muestra en el apéndice (A3).

El momento máximo para este caso de viga se encuentra a $0.6b$. Por lo que su momento es:

$$M_{max} = 0.27F_{pe}b - 0.15F_{pc}b \quad (5.129)$$

Y cuya inercia será la ecuación (5.88) para la sección mostrada en la figura 5.28:

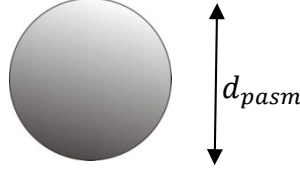


Figura 5.28 Sección transversal del pasador de la manivela

Sustituyendo a ecuación (5.129) y (5.88) en la ecuación (5.86) se tiene:

$$\sigma_{perm} = \frac{32[0.27F_{pe}b - 0.15F_{pc}b]}{\pi d_{pas}^3} \quad (5.130)$$

Despejando el diámetro del pasador de la ecuación (5.130) se tiene:

$$d_{pas} = \sqrt[3]{\frac{32[0.27F_{pe}b - 0.15F_{pc}b]}{\pi \sigma_{perm}}} \quad (5.131)$$

El segundo análisis será a cortante

El cual tiene por ecuación la ecuación 5.91:

$$\tau_{perm} = \frac{F_p}{A_{Cpasm}}$$

El área cortada es:

$$A_{Cpasm} = 2A_{pasm} = 2 \frac{\pi d_{pasm}^2}{4} \quad (5.132)$$

La fuerza F_p será la que genere mayor cortante en el pasador. Para este caso se ocupara la biela de expansión cuando esta es máxima.

Sustituyendo la ecuación (5.132) en la ecuación (5.91) y despejando el diámetro del pasador se tiene:

$$d_{pasm} = \sqrt{\frac{2F_p}{\pi\tau_{perm}}} \quad (5.133)$$

El tercer análisis es debido al contacto entre las partes

El cual tiene por ecuación la ecuación (5.95):

$$\sigma_{perm} = \frac{F_p}{A_{Con}}$$

El área de contacto es:

$$A_{Con} = d_{pasm}b \quad (5.134)$$

Para este caso se tomara la biela de expansión como la que genera mayor esfuerzo por contacto cuando su fuerza es máxima.

Sustituyendo la ecuación (5.134) en la ecuación (5.95) y despejando el diámetro se tiene:

$$d_{pasm} = \frac{F_p}{b\sigma_{perm}} \quad (5.135)$$

Finalmente realizados los tres análisis. La manera de determinar el diámetro correcto del pasador se deben comparar las ecuaciones (5.131), (5.133) y (5.135) de los tres análisis cuando la fuerza es máxima.

El análisis cuyo diámetro sea el mayor de los tres es el diámetro que se debe ocupar.

5.2.10 DISEÑO MECÁNICO DEL VOLANTE DE INERCIA

Para el diseño del volante es necesario conocer la energía que se desea amortiguar del sistema. Por lo que se propone utilizar la ecuación de la energía cinética aplicada a un rotor.

$$E_c = \frac{1}{2} I_V \omega^2 \quad (5.136)$$

La ecuación (5.136) se aplica a la velocidad inicial del motor y a la velocidad final del motor de manera que se tiene:

$$E_{c1} = \frac{1}{2} I_V \omega_e^2 \quad (5.137)$$

$$E_{C2} = \frac{1}{2} I_V \omega_s^2 \quad (5.138)$$

Si se resta la ecuación (5.137) y (5.138) de manera que se realice un balance entre la entrada y la salida. Se tiene:

$$\Delta E_C = \frac{1}{2} I_V (\omega_s^2 - \omega_e^2) \quad (5.139)$$

Donde ΔE_C es la energía que se desea amortiguar, es decir el trabajo realizado por el motor.

Por lo que la única incógnita en la ecuación es el momento de inercia. Despejando I_V se tiene:

$$I_V = \frac{2 \Delta E_C}{(\omega_s^2 - \omega_e^2)} \quad (5.140)$$

Sustituyendo la ecuación (3.15) en lugar de ΔE_C en la ecuación (5.140) se tiene:

$$I_V = \frac{2 P_{medt} V_h}{(\omega_s^2 - \omega_e^2)} \quad (5.141)$$

Si se escribe a:

$$(\omega_s^2 - \omega_e^2) = (\omega_s - \omega_e)(\omega_s + \omega_e) \quad (5.142)$$

Y la velocidad media es:

$$\bar{\omega} = \frac{\omega_s + \omega_e}{2} \quad (5.143)$$

La diferencia de velocidades dividida por la velocidad media es conocida como el grado de irregularidad del motor o fluctuación de la velocidad del motor:

$$g_i = \frac{(\omega_s - \omega_e)}{\bar{\omega}} \quad (5.144)$$

Sustituyendo la ecuación (5.143) y (5.144) en la ecuación (5.141) se tiene:

$$I_V = \frac{P_{med} V_h}{g_i \bar{\omega}^2} \quad (5.145)$$

Para determinar el radio del volante, es necesario analizar que el radio del volante no sobrepase el esfuerzo permitido, ya que de lo contrario, aunque el volante cubra la inercia adecuada para amortiguar el motor puede ser un factor de riesgo que este falle por esfuerzo durante su funcionamiento.

Para analizar este caso se propone utilizar la ecuación de la fuerza imaginaria centrífuga aplicada al volante:

$$F_{CV} = m_V \bar{\omega}^2 r_V \quad (5.146)$$

Si se divide por el área en donde actúa la fuerza obtendremos el esfuerzo en esa área:

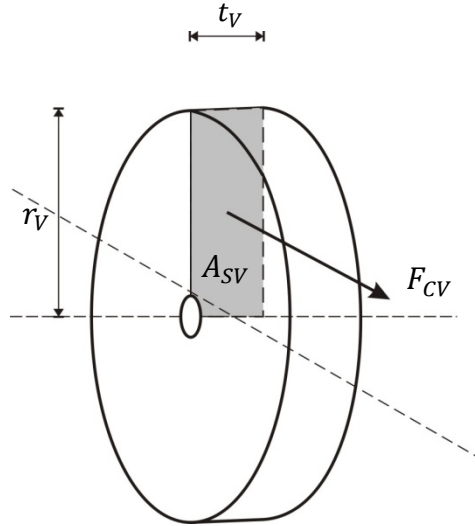


Figura 5.29 Área sobre la que actúa la fuerza

$$\sigma_{perm} = \frac{m_V \bar{\omega}^2 r_V}{r_V t_V} \quad (5.147)$$

Si se escribe a la masa en función de la densidad del material y el volumen se tiene:

$$\sigma_{perm} = \frac{\rho_V V_{SV} \bar{\omega}^2 r_V}{r_V t_V} \quad (5.148)$$

Donde para un volante con sección solida se tiene:

$$V_{SV} = \frac{t_V \pi r_V^2}{4} \quad (5.149)$$

Sustituyendo la ecuación (5.149) en la ecuación (5.148) se tiene:

$$\sigma_{perm} = \frac{\rho_V \pi r_V^2 \bar{\omega}^2}{4} \quad (5.150)$$

Si se despeja al radio se obtiene el radio máximo que puede tener el volante para no fallar debido a los esfuerzos.

$$r_V = \sqrt{4 \frac{\sigma_{perm}}{\rho_V \pi \bar{\omega}^2}} \quad (5.151)$$

Por lo que para dimensionar el volante debe usarse este radio en la ecuación (5.145) al sustituir la inercia para un volante con sección solida.

Donde:

$$I_V = \frac{1}{2} m_V r_V^2 \quad (5.152)$$

Quedando la ecuación (5.145) como:

$$\frac{1}{2} m_V r_V^2 = \frac{P_{medt} V_h}{g_i \bar{\omega}^2} \quad (5.153)$$

Despejando la masa ya que es el único elemento que se necesita encontrar:

$$m_V = \frac{2 P_{medt} V_h}{g_i \bar{\omega}^2 r_V^2} \quad (5.154)$$

Una vez determinada la masa se obtiene el volumen del volante de la siguiente ecuación.

$$V_{SV} = \frac{m_V}{\rho_V} \quad (5.155)$$

Finalmente se obtiene el espesor del volante de la ecuación (5.149):

$$t_V = \frac{4 V_{SV}}{\pi r_V^2} \quad (5.156)$$

5.2.11 DISEÑO DE LOS CONTRAPESOS

Para que el motor funcione de manera adecuada, es necesario que las fuerzas que actúan en el sean balanceadas, ya que de lo contrario el motor no giraría sobre su eje.

5.2.11.1 BALANCEO DE LAS PARTES CON MOVIMIENTO ROTATIVO

Las partes con movimiento rotativo actúan bajo la acción de la fuerza imaginaria centrífuga por la siguiente ecuación:

$$F_{Crot} = m_{rot}\omega_s^2 r \quad (5.157)$$

Donde las partes con movimiento rotativo son:

- El perno de la manivela.
- Pie de la biela y dos tercios del cuerpo.

Es decir:

$$m_{rot} = m_{pm} + m_{pbi} \quad (5.158)$$

Para balancear las masas es necesario determinar primero la fuerza centrífuga generada por medio de la ecuación (5.157). Una vez determinada la fuerza se puede realizar el balanceo de las partes con movimiento rotativo de la siguiente forma:

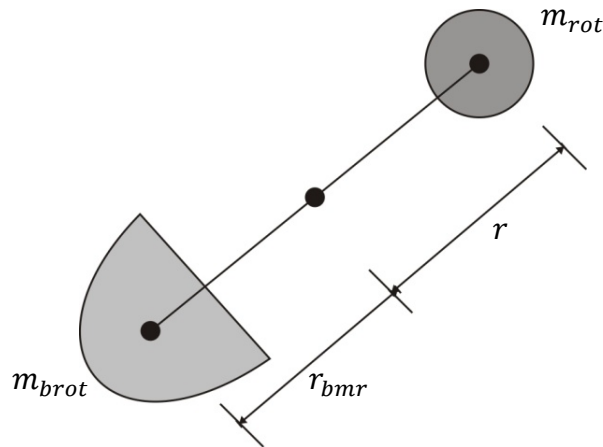


Figura 5.30 Balanceo de las masas con movimiento rotativo.

De la figura 5.30 se puede obtener una ecuación de equilibrio para las masas mostradas:

$$m_{brot}r_{bmr} = m_{rot}r \quad (5.159)$$

Donde el radio de la masa balanceada m_{brot} puede ser propuesto de acuerdo al diseño. Siempre y cuando se cumpla la ecuación (5.159).

Para comprobar que el balanceo es correcto se debe cumplir que:

$$F_{Cbrot} = m_{brot}\omega_s^2 r_{bmr} = F_C \quad (5.160)$$

5.2.11.2 BALANCEO DE LAS PARTES CON MOVIMIENTO ALTERNATIVO

Las partes que actúan con movimiento alternativo no tienen un movimiento uniforme. Estas viajan en una dirección durante la mitad de la carrera y en otra durante la otra mitad.

Esta velocidad del movimiento en el cilindro incrementa durante la primera mitad de cada carrera y decrece durante la segunda mitad de la carrera. Para cambiar la velocidad, las partes (o elementos) en cuestión necesitan de una fuerza cuya magnitud depende de la masa de las partes y del cambio en la velocidad. Como se escribió en la ecuación (4.38).

La velocidad de las partes cambia muy rápidamente al final de la carrera, por lo que la fuerza para cambiar la velocidad es muy grande. A la mitad de la carrera la velocidad no cambia, por lo que no es requerida una fuerza.

Para el inicio o final de la carrera, la fuerza producida por las partes con movimiento alternativo provoca el mismo efecto que si fuera una masa con movimiento rotativo concentrada en el perno de la manivela, por consiguiente esta puede ser balanceada de la misma forma.

Se tiene el siguiente sistema:

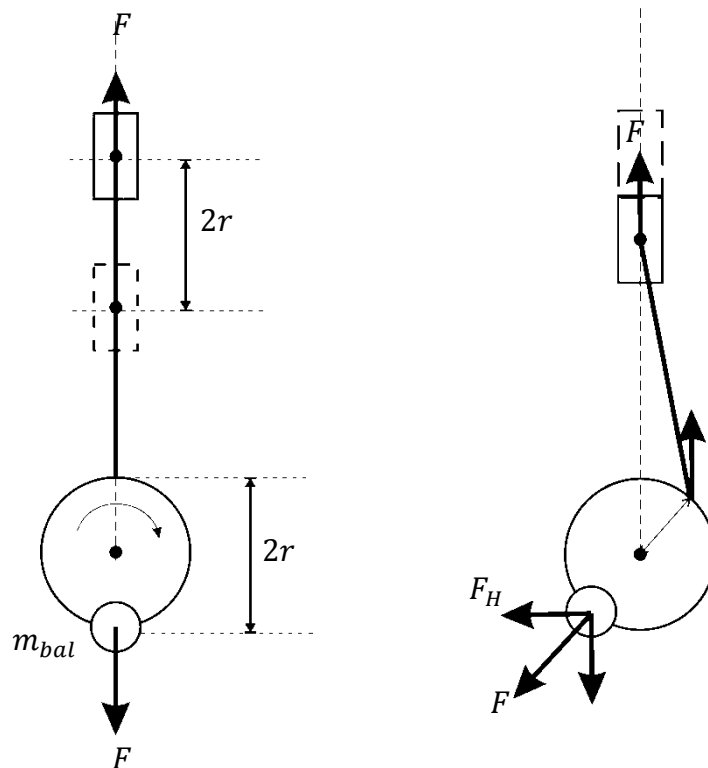


Figura 5.31 Balanceo de un sistema de un cilindro

El sistema de la figura 5.31 se encuentra balanceado por medio de una masa que balancea completamente las partes con movimiento alternativo. Pero al moverse el pistón, La masa introduce una componente horizontal F_H que varía desde cero cuando el pistón esta al final de la carrera hasta el máximo cuando el pistón esta a la mitad de la carrera.

Cuando esto sucede:

$$F_H = F \quad (5.161)$$

Este efecto horizontal es exactamente igual al vertical original.

Por lo que no es necesaria que la masa total de las partes con movimiento alternativo sea balanceada.

Si esto fuera posible en un cilindro la masa balanceada seria la mitad de la masa de las partes con movimiento alternativo. Es decir en un motor en V de dos cilindros solo es necesario balancear un cilindro. Y de esta forma se asegura que este quedará balanceado. Ya Que cuando un cilindro necesita ser balanceado, el otro no [referencia].

Para balancear las partes con movimiento alternativo se necesita determinar la masa de balanceo de estas mediante la siguiente ecuación de equilibrio:

$$m_{bmA}r_{bmr} = m_A r \quad (5.162)$$

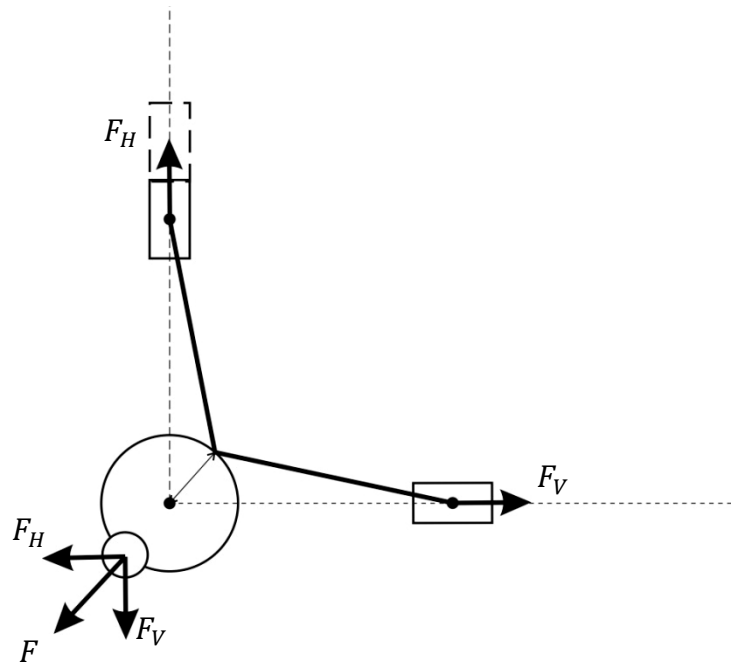


Figura 5.32 Balanceo del motor en V

De la figura 5.32 se observa que cuando el motor este trabajando a la mitad de su carrera se tendrá:

$$F_H = F = F_{Pc} = m_{bmA} \omega_s^2 r_{bmr} \quad (5.163)$$

Despejando la masa de balanceo de las masas con movimiento alternativo:

$$m_{bmA} = \frac{\omega_s^2 r_{bmr}}{F_{Pc}} \quad (5.164)$$

Nótese que debe usarse para la ecuación (5.164) la fuerza máxima, Es decir, cuando el ángulo recorrido del pistón que se ocupara para el balanceo sea de 180° .

5.2.11.3 BALANCEO TOTAL DEL MOTOR

Para balancear completamente al motor solo será necesario añadir a la masa de balanceo de las partes con movimiento rotativo a la masa de balanceo de las partes con movimiento alternativo:

$$m_{totb} = m_{brot} + m_{bmA} \quad (5.165)$$

De manera que:

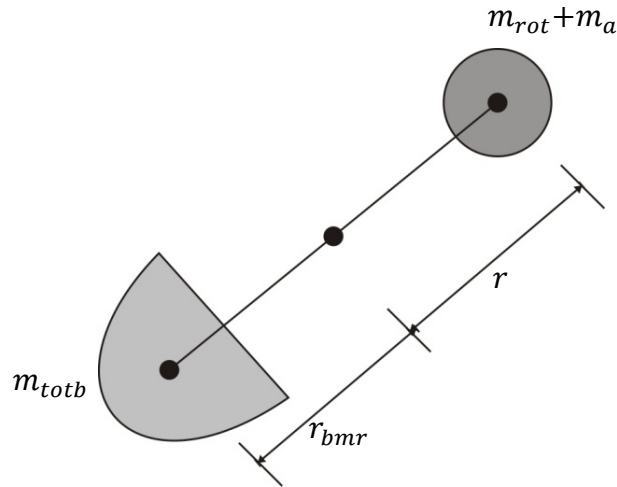


Figura 5.33 Balanceo total de las masas rotativas y alternativas

Como las masas no pueden ir físicamente en el mismo eje de la fuerza estas se dividen de la siguiente manera como se muestra en la figura 5.34:

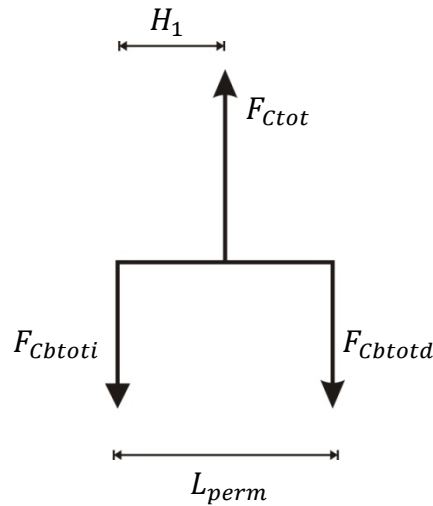


Figura 5.34 Distribución de las fuerzas de balanceo

Siempre conservando el equilibrio estático:

$$\sum F = 0 \quad (5.166)$$

$$\sum M = 0 \quad (5.167)$$

5.2.12 DISEÑO DEL EJE DEL CIGÜEÑAL

Los ejes tienen secciones transversales circulares usadas para transmitir la potencia desarrollada.

Para transmitir esta potencia, el eje queda sometido a pares de torsión que dependen de la potencia generada y la velocidad angular a la que gira el eje.

El diseño del eje prácticamente se refiere a la determinación del diámetro del mismo que soporte los pares de torsión a los que se somete.

5.2.12.1 DETERMINACIÓN DEL DIAMETRO MÍNIMO DEL EJE

Para la determinación del diámetro del eje se propone utilizar la teoría de transmisión de potencia [8]. La cual dice que si es conocida la potencia transmitida por el eje y su frecuencia de rotación, el par de torsión desarrollado en el eje puede ser determinado de la siguiente manera:

Se tiene el eje de la figura 5.35 sometido a la torsión mostrada:

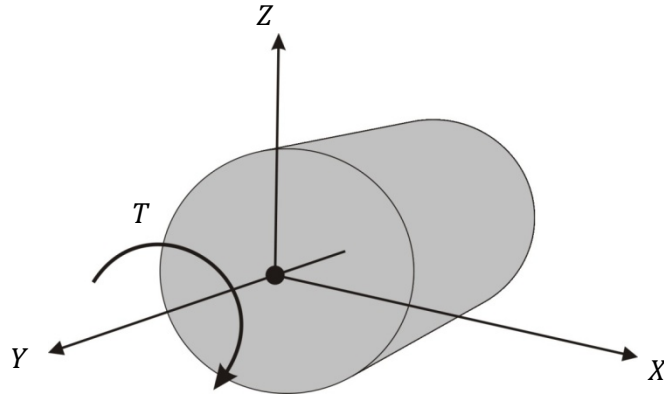


Figura 5.35 Eje sometido a torsión.

El trabajo transmitido por el eje en rotación es igual al par de torsión aplicado por el ángulo de rotación. Por lo tanto, si durante un instante de tiempo dt , un par de torsión T es aplicado ocasionando que el eje gire un ángulo $d\theta$. Por lo que se escribe a la potencia en un instante dado como:

$$N = T \frac{d\theta}{dt} \quad (5.168)$$

Donde la variación del ángulo con respecto del tiempo es la velocidad angular:

$$N = T\omega \quad (5.169)$$

Despejando al par torsor se tiene:

$$T = \frac{N}{\omega} \quad (5.170)$$

Una vez determinado el par torsor se propone determinar el diámetro del eje necesario para transmitir la potencia y soportar el torsor al que está sometido, por medio de la ecuación del esfuerzo cortante:

$$\tau_{perm} = \frac{Tc}{J_{eje}} \quad (5.171)$$

Para un eje de sección circular se tiene que:

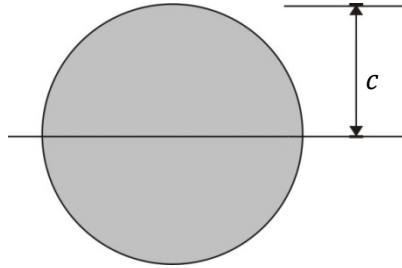


Figura 5.36 Sección del eje.

$$J_{eje} = \frac{\pi}{2} c^4 \quad (5.172)$$

Y

$$c = \frac{d_{eje}}{2} \quad (5.173)$$

Sustituyendo la ecuación (5.172),(5.173) en (5.171) y despejando el diámetro del eje se tiene:

$$d_{eje} = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi \tau_{perm}}} \quad (5.174)$$

CONCLUSIONES

El presente trabajo constituye una contribución al diseño de termogeneradores partiendo del análisis termodinámico y cinemático del motor Stirling, de los cuales se obtuvieron expresiones para el diseño de los diferentes componentes del motor Stirling, parte fundamental del termogenerador alfa.

Del análisis termodinámico y cinemático se pudo concluir que:

1. La diferencia de temperaturas entre la zona de alta temperatura y de baja temperatura, era de suma importancia para la eficiencia del ciclo, por lo que en el diseño del termogenerador es necesario poner énfasis en mantener la zona de baja temperatura con algún sistema de enfriamiento, que permita que esta se pueda conservar lo más baja posible.
2. La presurización del motor por arriba de la presión atmosférica podrá permitir generar mayores potencias, por lo que es necesario utilizar gases cuya expansión sea mayor a altas temperaturas.
3. La relación manivela-biela obtenida del análisis cinemático es determinante para el comportamiento de las reacciones provocadas por las fuerzas en las articulaciones del mecanismo.
4. La metodología propuesta permite diseñar un prototipo de termogenerador tipo alfa tomando en cuenta tanto la parte termodinámica, cinemática e incluso la parte de esfuerzos en el material. Por lo que la metodología podrá ser adaptada a cualquier configuración de termogenerador simplemente utilizando para cada configuración las ecuaciones de su análisis cinemática.

Referencias

Bibliográficas

BIBLIOGRAFÍA

1. Graham Walker. Stirling Engines. Oxford University Press.
2. William R. Martini. Stirling Engine Design Manual. NASA.
3. Samuel Alcántara Montes. Introducción a la Termodinámica. Just in Time Press.
4. Merle C. Potter. Thermodynamics for engineers. Shaum`s outlines.
5. T.K. Garret. Motor vehicle. Butterworth Heinemann.
6. Dante Giacosa. Motores endotérmicos. Editorial Cientifico Médica.
7. Sthephen D. Chastain. Making Pistons for Experimental and Restoration Engines. B. SC. Mechanical engineering and Materials Science University of Central Florida.
8. R.C. Hibbeler. Mecánica de Materiales. Pearson Education.
9. V.I. Feodosiev. Resistencia de Materiales. Editorial Mir Moscú.
10. P.A. Stiopin. Resistencia de Materiales. Editorial Mir Moscú.
11. S. Timoshenko. Resistencia de Materiales Tomo 2. Espasa-Calpe.

12. Fitzgerald. Mecánica de Materiales. Alfa Omega.
13. Roy Craig Jr. Mecanica de Materiales. CECSA
14. F. R. Shanley. Mecánica de Materiales. Centro Regional de Ayuda Técnica México-Buenos Aires.
15. A. S. HALL, A.R. Holowenco. Diseño de Elementos de Máquinas Teoría y Práctica. Schaum-Mc Graw Hill.
16. Joseph E. Shigley, Charles Mishke. Diseño de Ingeniería. Mc. Graw Hill.
17. Arango Juan. Diseño y fabricación de un prototipo de motor Stirling, Universidad EAFIT.
18. Hirata Koichi. Development of a small 50W class Stirling Engine.
19. Karabulut Halit, Yücesu y Koca. Manufacturing and testing of V-type Stirling Engine. Mechanical Education Department. Turquia.
20. Govindaraju H.K. Theory and Design of Automotive Engines. SJM Institute of Technology, Chitradurga.
21. Miranda Morales José, Ing. Análisis termodinámico de un motor de ciclo Stirling. Instituto Politécnico Nacional.