UNIVERSIDAD CIENFUEGOS
Carlos Rafael Rodríguez

Facultad de Ingeniería Mecánica
Colectivo de Mecánica Aplicada

Investigación de las Causas de las Averías de los Metales de los Cojinetes de los Motores FIAT 8210

Autor: Ivey Otero Heredia

Tutores: Dr. Rafael Antonio Goytisolo Espinosa
Ing. Yabiel Pérez Gómez
Ing. Roberto Bravo Agriel

Junio 2011
"Año 53 de la Revolución"

DECLARACION DE AUTORIDAD
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS

"Carlos Rafael Rodríguez"

Sistema de Documentación y Proyecto.

Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos Carlos Rafael Rodríguez como parte de la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica, autorizando a que el mismo sea utilizado por la Universidad de Cienfuegos para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de la Universidad de Cienfuegos.

_____
Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de este envergadura, referido a la temática señalada.

_____
Información Científico Técnico
Nombre y Apellidos. Firma.

_____ _____
Vice Decano. Firma del Tutor
Nombre y Apellidos. Firma.

_____
Sistema de Documentación y Proyecto.
Nombre y Apellido. Firma

Pensamiento

“Pensamiento”

Soy leñador desde mi niñez, aunque no tengo bosque, sueño con árboles...tal vez un día donde caigan todos los sueños posibles, tu bosque será el mío…

Carlos Varela.

Dedicatoria

"Dedicatoria"

- *Dedicación especial a mi tío Efren Harvey Heredia Mesa, a mi madre Irvia C Heredia Mesa y mi padre Félix Otero Fuentes por todo el apoyo que me han brindado y por ser ellos el motor impulsor de mis capacidades siempre confiando en mí y creyendo que yo podría tener un futuro mejor.*
- *A mi abuela Hortensia Mesa, mi hermana Irselis De La Caridad Quintero Heredia y mi novia Anairi Días Rodríguez que de una forma u otra estuvieron ahí ayudando siempre en lo que necesitaba y dándome fuerzas para seguir.*
- *A todos mis demás familiares por sus consejos, ayuda y comprensión.*

Agradecimientos

"Agradecimientos"

- *A todos aquellos que me guían y me protegen todos los días. Y que siempre me dan fuerzas para seguir luchando por la vida.*
- *A mis familiares por su apoyo incondicional y entusiasmo.*
- *A mis tutores Dr. Rafael Goytisolo Espinosa y el Ing. Yabiel Pérez Gómez por sus ayudas incondicionales en la culminación de este trabajo.*
- *A mis compañeros y amigos que aportaron su granito de arena.*
- *En fin a todos los que me han acompañado de una forma u otra en el cumplimiento de este deber a todos muchas gracias.*

Resumen

RESUMEN

En la introducción se plantea la situación problémica que dio origen a la investigación que fundamenta la necesidad de este proyecto, se planta la Hipótesis y los Objetivos General y Específicos. En el cuerpo del trabajo se describen en primer lugar las cualidades generales de los motores Diesel obtenidas de las fuentes bibliográficas revisadas, se describe la metodología existente en la literatura especializada para realizar el cálculo térmico de un motor Diesel de cuatro tiempos. Finalmente se realiza el cálculo térmico del motor Diesel FIAT 8210 para obtener la presión máxima de los gases y el diagrama indicado del motor.

ABSTRACT

In the introduction thinks about the polemic situation that gave origin to the investigation that bases the necessity of this project. It is planted the Hypothesis and the General and Specific Objectives. In the body of the work they are described the general qualities of the motors Diesel of the revised bibliographical sources in the first place, the existent methodology is described in the specialized literature to carry out the Thermal Calculation of a Diesel motor of four times. Finally is carried out the Thermal Calculation of the Diesel Motor FIAT 8210 to obtain the maximum pressure of the gases and the suitable diagram of the motor.

Indice

Índice Pág.

INTRODUCCION 1

Capítulo I. Metodología para el cálculo térmico de los motores Diesel y cálculo térmico del Motor FIAT 8210. 3

1.1 Motor Diesel 3
1.2 Funcionamiento de un motor Diesel. 4
1.3 Ventajas y desventajas de los motores Diesel. 8
1.4 Características específicas del Motor FIAT 8210. 9
1.5 Metodología para el cálculo térmico de un motor Diesel 9
1.6) Determinación de la relación de compresión (ξ) 10
1.7) Determinación del coeficiente de exceso de aire $(\propto)$ diesel con cámara única con preparación volumétrica de la mezcla: 11
1.8) Parámetros del ciclo de trabajo. 11
1.8.1) Cantidad teórica del aire necesario para la combustión completa de un kg de combustible. 11
1.8.2) Cantidad de mezcla fresca. 11
1.8.3) Cantidad individual de los productos de la combustión de un Kg de combustible. 11
1.8.4) Coeficiente teórico de transformación molecular de la mezcla de trabajo. 12
1.9) Condiciones ambientales. 12
1.10) Parámetros de los gases residuales. 12
1.11) Proceso de admisión. 13
1.11.1) Incremento de la temperatura ΔTo de la mezcla fresca admitida debido al caldeo; se asume sobre la base de datos estadísticos de motores existentes de construcción similar. 13
1.11.2) Densidad de la mezcla admitida al cilindro durante la admisión. 13
1.11.3) Pérdida de presión durante el proceso de admisión. 13
1.11.4) Coeficiente de gases residuales. 14
1.11.5) Temperatura al final de la admisión. 14
1.11.6) Coeficiente de llenado η_v 14
1.12) Proceso de compresión. 14
1.12.1) Coeficiente politrópico del proceso de compresión (η_1). 14
1.12.2) Presión al final de la compresión (Pc) 14
1.12.3) Temperatura al final de la compresión (Tc) 15
1.13) Proceso de combustión. 15
1.13.1) Coeficiente efectivo de modificación molecular. 15
1.13.2) Pérdidas de calor por combustión incompleta de un kg de combustible. 15
1.13.3) Energía calórica de la mezcla. 15
1.13.4) Temperatura de los gases al final de la combustión. 15
1.13.5) Presión máxima de combustión y relación de incremento de la presión λ. 15
1.13.6) Coeficiente de expansión previa δ y coeficiente de expansión ulterior ρ. 15
1.14) Proceso de expansión y escape. 15
1.14.1) Valor medio del coeficiente politrópico de expansión n_2. 15

1.14.2) Presión final de la expansión P_b 16
1.14.3) Temperatura al final de la expansión (Te). 16
1.14.4) Comprobación de la temperatura de los gases residuales asumida (Tr). 16
1.15) Coeficiente indicado del ciclo de trabajo. 16
1.15.1) Presión media indicada teórica ($\frac{MN}{m^2}$). 16
1.15.2) Presión media indicada P_i. 16
1.15.3) Rendimiento indicado. 16
1.15.4) Consumo específico indicado de combustible (g_i). 17
1.16 Diagrama indicado del motor. 17
1.17 Combustible y aspectos de la compresión del motor Diesel FIAT 8210. 17
1.17.1 Combustible Diesel típico con índice de cetano 45 cuya composición elemental en fracciones molares es prácticamente igual a: 17
1.17.2 Determinación de la relación de compresión (ξ) Diesel con cámara de combustión no dividida con preparación volumétrica. 18
1.7.3 Determinación del coeficiente de exceso de aire $(\propto)$ diesel con cámara única con preparación volumétrica de la mezcla: 18
1.18 Parámetros del ciclo de trabajo. 18
1.18.1 Cantidad teórica del aire necesario para la combustión completa de un kg de combustible. 18
1.18.2 Cantidad de mezcla fresca. 18
1.18.3 Cantidad de productos de la combustión por un kg de combustible. 19
1.18.4 Coeficiente teórico de transformación molecular de la mezcla de trabajo. 19
1.18.5 Condiciones ambientales. 19
1.18.6 Parámetros de los gases residuales. 19
1.19 Proceso de admisión. 19
1.19.1 Incremento de la temperatura de la mezcla, por caldeo. 19
1.19.2 Densidad de la mezcla. 20
1.19.3 Pérdida de presión durante el proceso de admisión. 20
1.19.4 Coeficiente de gases residuales. 20
1.19.5 Temperatura al final de la admisión. 20
1.19.6 Coeficiente de llenado η_v 20
1.20 Proceso de compresión. 21
1.20.1 Coeficiente politrópico del proceso de compresión. 21
1.20.2 Presión al final de la compresión (Pc). 21
1.20.3 Temperatura al final de la compresión (Tc). 21
1.21 Proceso de combustión. 21
1.21.1Coeficiente efectivo de modificación molecular. 21
1.21.2 Pérdidas de calor por combustión incompleta de un Kg de combustible. 21
1.21.3 Energía calórica de la mezcla. 21
1.21.4 Temperatura de los gases al final de la combustión. 21
1.21.5 Presión máxima de combustión y relación de incremento de presión λ 22
1.21.6 Coeficiente de expansión previa δ y de expansión ulterior ρ. 22
1.22 Proceso de expansión y escape. 22
1.22.1 Coeficiente politrópico del proceso de expansión. 22
1.22.2 Presión final de la expansión P_b. 22

1.22.3 Temperatura al final de la expansión (Te). 22
1.22.4 Comprobación de la temperatura de los gases residuales asumida (Tr). 23
1.23 Coeficiente indicado del ciclo de trabajo. 23
1.23.1 Presión media indicada teórica ($\frac{MN}{m^2}$) 23
1.23.2 Presión media indicada P_i'. 23
1.23.3 Rendimiento indicado. 23
1.23.4 Consumo específico indicado de combustible (g_i). 24
1.24. Datos para la construcción del diagrama de presiones del proceso contra ángulo de giro del cigüeñal. 24
1.25 Conclusiones parciales del capítulo. 25

Capítulo II. Cálculo de las fuerzas sobre los metales de las bielas del Motor FIAT 8210. 26

2.1 Teoría general del cálculo de cigüeñales. 26
2.1.1 Esquemas de análisis generales empleados en el cálculo. 26
2.2 Cargas que actúan sobre los arboles cigüeñales. 28
2.3 Conclusiones parciales del Capítulo. 37

Capítulo III. Evaluación de la película de lubricante en los metales de las bielas del Motor FIAT 8210. 38

3.1 Factores de diseño en los cojinetes de deslizamiento. 38
3.2 Empleo de técnicas de optimización en el diseño. 39
3.3 Tipos de lubricación. 41
3.3.1 Lubricación hidrodinámica. 41
3.3.2 Lubricación límite. 41
3.3.3 Lubricación hidrostática. 41
3.4 Datos del aceite empleado en el Motor FIAT 8210. 43
3.5 Características fundamentales 44
3.6 Datos de los cojinetes de los muñones de biela. 44
3.7 Dependencia entre los parámetros de operación del cojinete y la clarencia diametral. 47
3.8 Balance térmico del cojinete. 48
3.9 Cálculo de cojinetes con lubricación de película límite. 51
3.9.1 Cálculo de la limitación de las tensiones por contacto y reducir el desgaste. 51
3.10 Cálculo para evitar el agarramiento. 52
3.11 Conclusiones parciales del Capítulo. 54

CONCLUSIONES GENERALES. 55

RECOMENDACIONES 56

BIBLIOGRAFIA 57

ANEXOS 59

Introducción

INTRODUCCION

El MINAZ ha adquirido metales para los cojinetes de biela de los motores FIAT 8210, importados por AZUIMPORT de la Firma Italiana Glacier Vandervell Engine Bearing VPR 91740, y durante la explotación de los mismos se producen frecuentes averías de los mismos por desprendimiento de la capa trimetálica antifricción del mismo como se muestra en la Figura 1.

Fig. 1.-Deterioro progresivo de los metales

En la Figura 1se muestra el deterioro progresivo de los metales:

1. Deterioro de la capa de metal patente.
2. Deterioro y desprendimiento de la capa de cobre.
3. Desprendimiento total de la capa de cobre y desgaste de la base de acero.

Esta situación motivó la realización de una investigación para esclarecer las causas de estas averías, que constituyen el **Objeto de Estudio** del presente **Trabajo de Diploma**, ya que de la investigación previa realizada se plantea la siguiente **Situación Problémica:** La falla por fricción de los metales de los Motores FIAT 8210 se piensa que haya ocurrido por un problema de lubricación, es decir que la película de aceite que debe existir entre el cojinete y el cigüeñal es insuficiente, por razones aún desconocidas. Para poder realizar un análisis de las condiciones de lubricación de los metales se requiere conocer las fuerzas existentes sobre estos. Estas fuerzas están compuestas por una componente inercial debida a las masas y aceleraciones que se

producen en el motor, que se pueden calcular pues se pueden obtener las masas y aceleraciones de las distintas partes y elementos del mecanismo manivela – biela – corredera que conforman el cigüeñal, las bielas y .los pistones y otra componente debida a las fuerzas de los gases de la combustión. Para poder calcular esta última componente se requiere realizar el cálculo térmico del motor. Para darle solución a esta situación problémica se propone la siguiente **Hipótesis:** Es posible, aplicando la metodología clásica para el cálculo térmico de un motor Diesel de cuatro tiempos obtener la presión de los gases y las fuerzas que provocan estos y conocida la velocidad de giro del mismo es posible hallar las fuerzas de inercia, provocadas por las aceleraciones de los distintos elementos del mecanismo manivela – biela- corredera, todas a través de todo el ángulo de giro del cigüeñal y con estas fuerzas realizar una evaluación del comportamiento de la película de lubricante en los metales. El **Objetivo General del Proyecto:** Es por lo tanto realizar el cálculo de las fuerzas que actúan sobre los metales de biela del motor Diesel de cuatro tiempos FIAT 8210 para realizar la evaluación del comportamiento de la película de lubricante y por lo tanto evaluar la influencia de las condiciones de lubricación en las averías observados en los metales.

Como **Objetivos Específicos** se plantean:

1. Profundizar en las características generales de los motores Diesel y en las particulares más importantes del Motor FIAT 8210.
2. Describir la metodología general existente en la literatura especializada para el cálculo térmico de los motores Diesel y realizar el cálculo térmico del motor FIAT 8210 para obtener el comportamiento de la presión de los gases a través del ángulo de giro del cigüeñal.
3. Calcular las fuerzas sobre los metales de biela provocadas por los gases de la combustión y por las fuerzas de inercia.
4. Describir la metodología general para obtener el comportamiento de la lubricación en cojinetes de deslizamiento y evaluar el comportamiento de la película de lubricante en estos metales.
5. Obtener conclusiones acerca de la influencia de la lubricación en las averías de estos metales.

Capítulo 1

Capítulo I. Metodología para el cálculo térmico de los motores Diesel y cálculo térmico del Motor FIAT 8210.

1.1 Motor Diesel

El motor Diesel es un motor térmico de combustión interna alternativo en el cual el encendido del combustible se logra por la temperatura elevada que produce la compresión del aire en el interior del cilindro, según el principio del ciclo del diesel. También llamado motor de combustión interna, a diferencia del motor de explosión interna comúnmente conocido como motor de gasolina. Fue inventado y patentado por Rudolf Diesel en 1892, del cual deriva su nombre. Fue diseñado inicialmente y presentado en la feria internacional de 1900 en París como el primer motor para "biocombustible", como aceite puro de palma o de coco. Diesel también reivindicó en su patente el uso de polvo de carbón como combustible, aunque no se utiliza por lo abrasivo que es.

El motor Diesel existe tanto en el ciclo de 4 tiempos (4T - aplicaciones de vehículos terrestres por carretera como automóviles, camiones y autobuses) como de 2 tiempos (2T - grandes motores de tracción ferroviaria y de propulsión naval). El motor Diesel de 4T está formado básicamente de las mismas piezas que un motor de gasolina, algunas de las cuales son:

- Aro de pistón
- Bloque
- Culata
- Cigüeñal
- Volante
- Pistón
- Árbol de levas
- Válvulas
- Cárter

Mientras que las siguientes son características específicas del motor Diesel:

- Bomba inyectora
- Ductos
- Inyectores

- Bomba de transferencia
- Toberas

1.2 Funcionamiento de un motor Diesel.

Un motor Diesel funciona mediante la ignición (encendido) del combustible al ser inyectado muy pulverizado y con alta presión en una cámara (o precámara, en el caso de inyección indirecta) de combustión. Por cámara de combustión se entiende el volumen cerrado encima del pistón cuando se comienza la inyección de combustible, esto es, cuando el pistón está llegando al punto muerto superior en la carrera de compresión. En esta cámara ha sido confinado todo el aire que entró al cilindro durante la admisión en forma comprimida y por lo tanto muy caliente. Aquí es donde el inyector suministra el combustible. En los motores Diesel juega un papel fundamental en el comportamiento y rendimiento del motor la forma y posición de la cámara de combustión.

En la práctica las cámaras de combustión pueden separarse en dos grupos, cada una de las cuales puede subdividirse en diferentes tipos:

- **Cámaras separadas, cámaras divididas o inyección indirecta.**
  - Celda de energía
  - Precámara
- **Cámaras de inyección directa.**
  - Inyección directa
  - Cámara MAN o cámara M

En la Figura 1.1 se muestra un esquema de una cámara de inyección directa con el pistón en la carrera de fuerza. En este caso el aerosol de combustible pulverizado se inyecta directamente sobre la cabeza del pistón, donde se ha practicado una oquedad de forma especial para producir turbulencia en el aire. En esta oquedad es donde se acumula casi todo el aire del cilindro cuando el pistón está en el punto muerto superior, por tal razón es común denominarla como cámara de combustión, aunque en realidad la verdadera cámara de combustión es todo el volumen cerrado sobre el pistón.

En el dibujo se ha representado el motor cuando ya el pistón está en la carrera de fuerza; en el punto muerto superior, el pistón está muy cerca de la superficie inferior de la culata o tapa y prácticamente el aire está dentro del hueco del pistón.

En este caso el incremento de presión se produce sobre el pistón, por lo que este recibe toda la fuerza generada por los gases, esto hace que sea un motor de funcionamiento brusco y ruidoso.

Como la cámara de combustión solo tiene una pequeña superficie refrigerada por agua (superficie de la culata) la pérdida de calor del aire comprimido es poca y estos motores tienen una gran facilidad de arranque en frío y son muy eficientes.

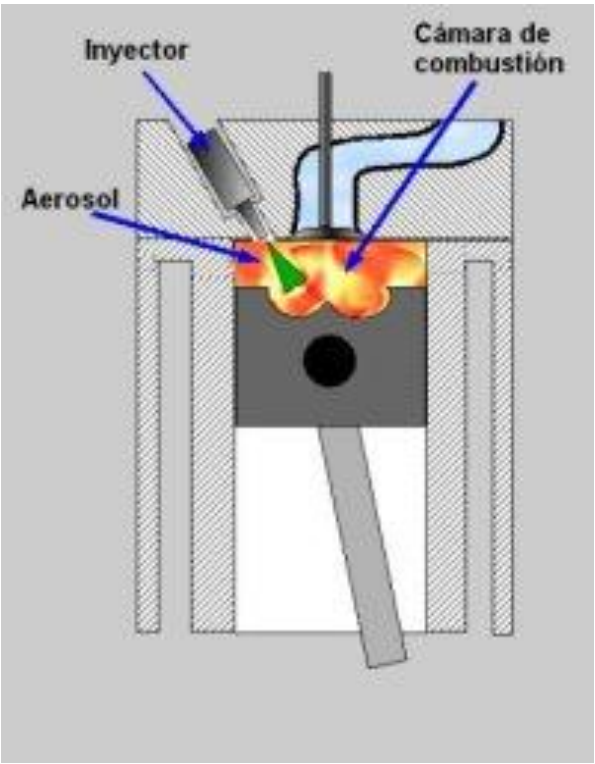


Figura 1.1. Motor con cámara de inyección directa.

En el caso de la cámara de combustión separada como la que se muestra en la Figura 2, la oquedad donde se acumula el aire en la carrera de compresión se ha practicado en la masa metálica de la culata, y la comunicación entre el volumen sobre el pistón y esta cámara es un pasaje relativamente estrecho. Este pasaje estrecho hace que el aire en la carrera de compresión, circule a alta velocidad hacia la cámara en un flujo muy turbulento que favorece la formación de la mezcla del aire y el combustible una vez comenzada la inyección.

Los gases a elevada presión producto de la combustión también tienen que pasar por este pasaje estrecho, por lo que van a parar a la cabeza del pistón con cierta gradualidad, que hace que las presiones máximas que tiene que soportar el mecanismo pistón-biela-manivela nos sean tal elevadas como en el caso de la inyección directa.
Estos motores son en general de un funcionamiento más silencioso y elástico que los de inyección directa, pero el aumento del área de transferencia de calor (debido a la cámara) al agua de enfriamiento produce pérdidas y la eficiencia es menor así como se dificulta el arranque en frío.

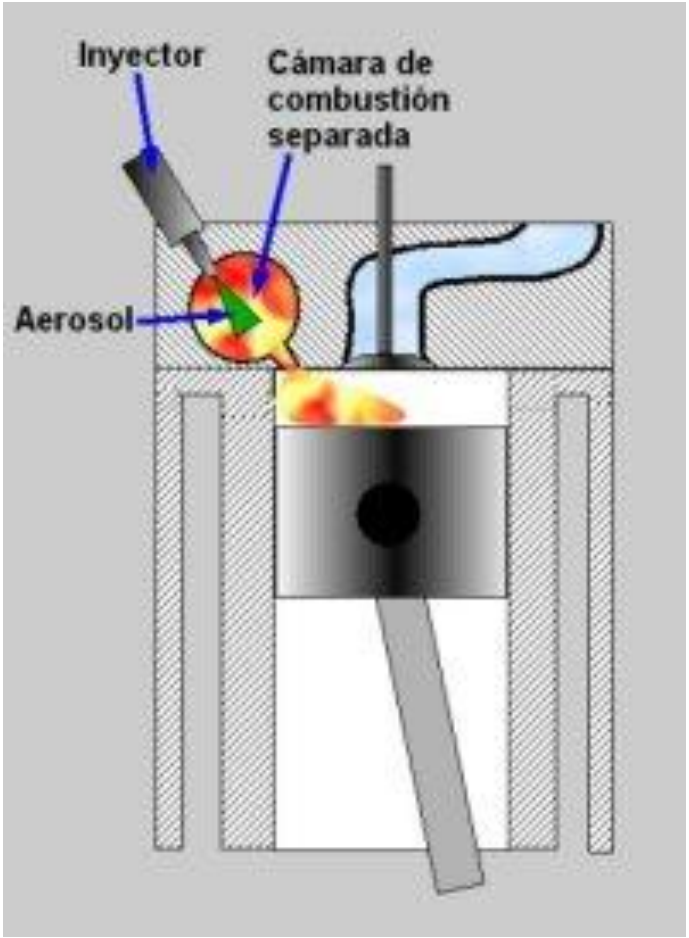


Figura 1.2. Motor con cámara de combustión separada.

La temperatura que inicia la combustión procede de la elevación de la presión que se produce en el segundo tiempo del motor, la compresión. El combustible se inyecta en la

parte superior de la cámara de combustión a gran presión desde unos orificios muy pequeños que presenta el inyector de forma que se atomiza y se mezcla con el aire a alta temperatura y presión (entre 700 y 900 °C) Como resultado, la mezcla se inflama muy rápidamente. Esta combustión ocasiona que el gas contenido en la cámara se expanda, impulsando el pistón hacia abajo.

La Figura 1.3 muestra de manera esquemática como se monta el inyector en el motor Diesel. Este dispositivo encargado de producir el aerosol de combustible dentro de la cámara de combustión, es un conjunto de piezas dentro de un cuerpo de acero que atraviesa en cuerpo metálico de motor y penetra hasta el interior de la cámara de combustión. Por el extremo externo se acopla el conducto de alta presión procedente de la bomba de inyección.

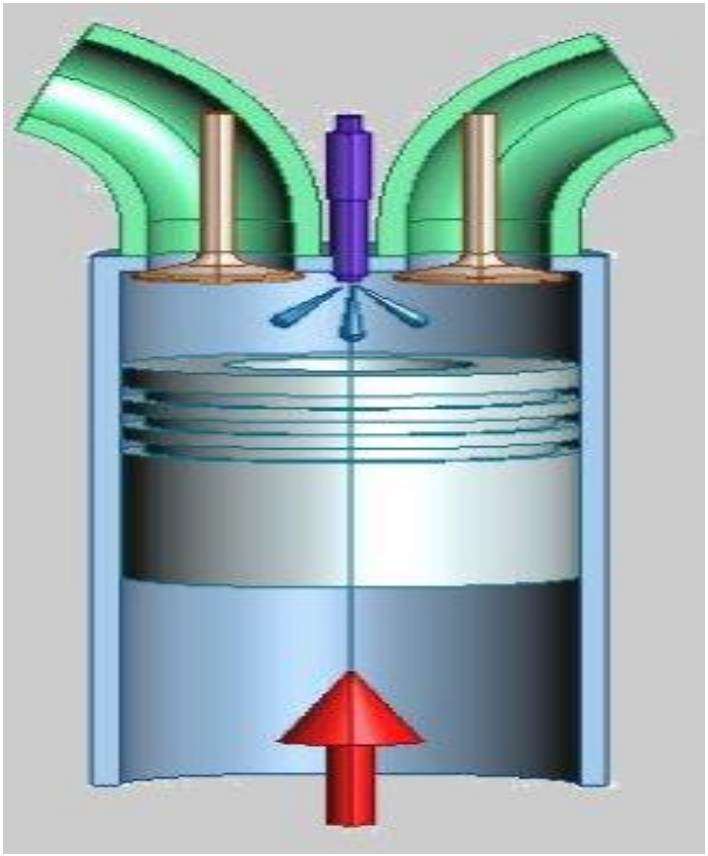


Figura 1.3. Posición del inyector en un motor Diesel.

Esta expansión, al revés de lo que ocurre con el motor de gasolina, se hace a presión constante ya que continúa durante la carrera de trabajo o de expansión. La biela transmite este movimiento al cigüeñal, al que hace girar, transformando el movimiento lineal del pistón en un movimiento de rotación.

Para que se produzca la auto inflamación es necesario alcanzar la temperatura de inflamación espontánea del gasóleo. En frío es necesario pre-calentar el gasóleo o emplear combustibles más pesados que los empleados en el motor de gasolina, empleándose la fracción de destilación del petróleo fluctuando entre los 220 °C y 350 °C, que recibe la denominación de gasóleo o gasoil en Inglés.

1.3 Ventajas y desventajas de los motores Diesel.

La principal ventaja de los motores Diesel, comparados con los motores a gasolina, es su bajo consumo de combustible. Debido a la constante ganancia de mercado de los motores diesel en turismos desde la década de 1990 (en muchos países europeos ya supera la mitad), el precio del combustible ha superado a la gasolina debido al aumento de la demanda. Este hecho ha generado quejas de los consumidores de gasóleo, como es el caso de transportistas, agricultores o pescadores.

En automoción, las desventajas iniciales de estos motores (principalmente precio, costos de mantenimiento y prestaciones) se están reduciendo debido a mejoras como la inyección electrónica y el turbocompresor. No obstante, la adopción de la precámara para los motores de automoción, con la que se consiguen prestaciones semejantes a las de los motores de gasolina, presenta el inconveniente de incrementar el consumo, con lo que la principal ventaja de estos motores prácticamente desaparece.

Actualmente se está utilizando el sistema common-*rail* en los vehículos automotores pequeños. Este sistema brinda una gran ventaja, ya que se consigue un menor consumo de combustible, mejores prestaciones del motor, menor ruido (característico de los motores diesel) y una menor emisión de sección de un diesel 2T, con las válvulas de escape y el compresor mecánico para las lumbreras de admisión.

1.4 Características específicas del Motor FIAT 8210.

El Motor FIAT 8210 es un motor Diesel de cuatro tiempos, de seis cilindros, con cámara de combustión única, con preparación volumétrica de la mezcla, con relación de compresión: $\varepsilon = 16$, que emplea combustible Diesel Tipo L con índice de cetano 45, sin sobrealimentación del aire. En la Figura 1.4 se muestra una vista general del mismo.

Figura 1.4 Vista General del Motor FIAT 8210

1.5 Metodología para el cálculo térmico de un motor Diesel

El cálculo térmico se realiza para el régimen correspondiente a la potencia nominal según la característica exterior de velocidad N_e v_s n. Los parámetros necesarios son los siguientes:

1) El indicador fundamental de combustible Diesel lo constituye su índice de cetano. En la Tabla 1.1 se muestra el índice de cetano de los combustibles diesel.

Indice de cetano	Tipo de combustible (segun Gost)			
	A	Z	L	C
Indice cetano	45	45	45	50

Tabla 1.1 Índices de cetano de los combustibles Diesel.

Los combustibles de marca A y Z se utilizan para trabajar a bajas temperaturas.

La composición elemental en fracciones molares es prácticamente igual a:

$c \cong 0.87, \quad h \cong 0.126, \quad o \cong 0.004$

La masa molecular de los combustibles Diesel.

$m_t = 190 \ {}^{kg}\!/_{kmol}$

Y su valor calórico

$Hu = 4200 \ {}^{kJ}\!/_{kg}$

1.6) Determinación de la relación de compresión (ξ)

De acuerdo con la forma de la cámara de combustión y con tipo de preparación de la mezcla utilizada en el motor tomado como prototipo, se puede asumir un valor de la relación de compresión teniendo en cuenta los siguientes datos:

- Diesel con cámara de combustión no dividida con preparación de la mezcla volumétrica y mixta (pelicular y volumétrica).

$\varepsilon = 14 \div 17$

- Para motores de cámara dividida:

$\varepsilon = 16 \div 20$

- Para los diesel con precámara y por preparación pelicular:

$\varepsilon = 16{,}5 \div 21$

1.7) Determinación del coeficiente de exceso de aire $(\propto)$ diesel con cámara única con preparación volumétrica de la mezcla:

De acuerdo con la forma de la cámara y con el tipo de preparación de la mezcla, el coeficiente $(\propto)$, correspondiente al límite de humo de la característica exterior de velocidad, se determina de los rangos siguientes:

- Diesel con cámara única con preparación volumétrica de la mezcla

$\alpha = 1.4 \div 1.65$

- Diesel con cámara única con preparación pelicular de la mezcla

$\alpha = 1.1 \div 1.35$

- Diesel con cámara dividida

$\alpha = 1.115 \div 1.3$

- Diesel con precámara

$\alpha = 1.2 \div 1.35$

1.8) Parámetros del ciclo de trabajo.

1.8.1) Cantidad teórica del aire necesario para la combustión completa de un kg de combustible.

$$Lo = \frac{1}{0.21}\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}\right)$$

$$lo = \frac{1}{0.23}\left(\frac{8C}{3} + 8H - O\right) Kgaire/Kgcomb$$

1.8.2) Cantidad de mezcla fresca.

$$M_1 = \alpha * Lo$$

1.8.3) Cantidad individual de los productos de la combustión de un Kg de combustible.

$-CO_2 \quad M_{CO2} = \frac{c}{12}\ kmol/kg$

$-H_2O \quad M_{H_2O} = \frac{H}{2}\ kmol/kg$

$-O_2 \quad M_{O_2} = 0.21(\alpha - 1) * Lo\ kmol/kg$

$-N_2 \quad M_{N_2} = 0.79 * \alpha * Lo\ kmol/kg$

$-CO \quad M_{CO} = 0$

$-H_2 \quad M_{H_2} = 0$

1.8.4) Coeficiente teórico de transformación molecular de la mezcla de trabajo.

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\mu_o = 1.01 \div 1.06$$

Nota: Mientras menor sea el valor asumido de α menor será μ_o.

1.9) Condiciones ambientales.

Para los motores sin sobrealimentación se asume en los cálculos un valor de P_o y T_o equivalente a las condiciones de presión y temperatura existentes en la zona de futura explotación del motor en cuestión.

$$P_0 = 0.1 \, MN/m^2$$

$$T_0 = 298 \ {}^0K$$

1.10) Parámetros de los gases residuales.

La presión P_r y la temperatura de los gases residuales se asumen según los datos estadísticos existentes para construcciones análogas.

$$Tr = 700 \div 900 \quad [K]$$

- Al asumir este rango para la temperatura de los gases residuales es imprescindible tener presente que un aumento de relación de compresión (ξ) disminuye la magnitud de dicha temperatura.
- Al igual que un aumento del número de revoluciones del cigüeñal provoca un aumento a la referida magnitud.

  $\Pr = (.05 \div 1.25) * Po(MPa)$.

  - Los mayores valores de P_r corresponden a los motores rápidos.
- Un aumento de la duración del tiempo de intercambio de gases y una disminución de las pérdidas en el múltiple de escape originan una disminución de P_r.

1.11) Proceso de admisión.

1.11.1) Incremento de la temperatura ΔTo de la mezcla fresca admitida debido al caldeo; se asume sobre la base de datos estadísticos de motores existentes de construcción similar.

$\Delta To = 10 \div 40^0$

- Al disminuir el valor ΔTo se deberá recordar que su aumento engendra una disminución del llenado de los cilindros debido al aumento del volumen específico de la mezcla.
- Al disminuir el número de revoluciones del motor; disminuye también el valor de ΔTo.

1.11.2) Densidad de la mezcla admitida al cilindro durante la admisión.

Según los valores de presión y temperatura ambiente asumidos, la densidad de la carga en la admisión para un motor sin sobrealimentación viene dada por:

$\ell_0 = 1.17 \, Kg/m^3$

1.11.3) Pérdida de presión durante el proceso de admisión.

$$\Delta Pa = \left(\beta^2 + \xi_{pr}\right) \frac{V_{pr}^2}{2} * \ell_0 * 10^{-6}$$

$\left(\beta^2 + \xi_{pr}\right)$ Coeficiente sumario que tiene en cuenta la pérdida de velocidad y la resistencia del sistema de admisión referida a la sección media de la válvula:

$\left(\beta^2 + \xi_{pr}\right) = 2.5 \div 3.0$

La disminución de las pérdidas ΔPa se garantiza mediante el aumento de la sección de paso, la adopción de perfiles más aerodinámicos para las válvulas y los asientos biselados a 45^0.

La magnitud de ΔPa para todos los motores contemporáneos oscila:

$\Delta Pa = (0.04 \div 0.18) * Po$

Las pérdidas ΔPa pueden ser considerablemente reducidas mediante el empleo de varios carburadores en el sistema de admisión, y en particular utilizando sistemas de admisión individuales para los cilindros.

1.11.4) Coeficiente de gases residuales.

$$\gamma_R = \frac{To + \Delta To}{Tr} * \frac{\Pr}{\varepsilon Pa - \Pr} * 100 \quad [\%]$$

γ_R -disminuye al aumentar ε y crece al reducirse el régimen de revoluciones del motor.

Los valores del coeficiente γ_R característicos de los motores automotores son:

$$\gamma_R = 2 \div 6 \quad [\%]$$

1.11.5) Temperatura al final de la admisión.

$$Ta = \frac{To + \Delta To + 0.01\gamma_R * Tr}{1 + 0.01 * \gamma_R} (K)$$

En los motores modernos el valor de Ta se encuentra entre los límites siguientes:

$$Ta = 310 \div 350 \quad [K]$$

1.11.6) Coeficiente de llenado (η_v)

$$\eta_v = \frac{To}{To + \Delta To} * \frac{1}{\varepsilon - 1} * \frac{1}{Po} (\varphi_s * \varepsilon Pa - \varphi_p * \Pr)$$

φ_s -coeficiente de sobrealimentación $\varphi_s = 1.02 \div 1.06$

φ_p -coeficiente de barrido $\varphi_p \approx 1.0$

Con los valores óptimos de las fases del sistema de distribución, el coeficiente φ_s crece con el aumento del número de revoluciones del motor.

Nota: Los valores características del coeficiente de llenado

$$\eta_v = 0.8 \div 0.9$$

1.12) Proceso de compresión.

1.12.1) Coeficiente politrópico del proceso de compresión (η_1)**.**

$$\eta_1 = 1.32 \div 1.4$$

Los mayores valores de η_1 son característicos de los motores rápidos y de carrera corta, así como para los de enfriamiento por aire.

1.12.2) Presión al final de la compresión (Pc)

$$Pc = Pa * \varepsilon^{n_1} \left[\frac{MN}{m^2} \right]$$

1.12.3) Temperatura al final de la compresión (Tc)

$$Tc = Ta * \varepsilon^{(n_1 - 1)}$$

1.13) Proceso de combustión.

1.13.1) Coeficiente efectivo de modificación molecular.

$$\mu = \frac{M_2 + 0.01\gamma_R * M_1}{M_1 (1 + 0.01\gamma_R)}$$

1.13.2) Pérdidas de calor por combustión incompleta de un kg de combustible.

$$\Delta Hu = 0$$

1.13.3) Energía calórica de la mezcla.

$$H_{pc} = \frac{Hu - \Delta Hu}{M_1 (1 + 0.01\gamma_R)}$$

1.13.4) Temperatura de los gases al final de la combustión.

Lo valores de $Tz = t_Z + 273$ característicos de los motores automotores son:

$$Tz = 1800 \div 2300 \ [K]$$

1.13.5) Presión máxima de combustión y relación de incremento de la presión λ.

La magnitud de λ determinada de datos estadísticos para motores Diesel de construcción análoga:

- Diesel con cámara de combustión única ($\lambda = 1.8 \div 2.5$)
- Diesel con cámara dividida ($\lambda = 1.8 \div 2.5$)
- Diesel con precámara ($\lambda = 1.4 \div 2.6$)

$$Pz' = Pz = 9 \ MPa$$

1.13.6) Coeficiente de expansión previa δ y coeficiente de expansión ulterior ρ.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \qquad \rho = \frac{\mu * Tz}{\lambda * Tc}$$

1.14) Proceso de expansión y escape.

1.14.1) Valor medio del coeficiente politrópico de expansión n_2.

El coeficiente n_2 se determina según los datos estadísticos existentes para este parámetro:

$$n_2 = 1.18 \div 1.28$$

- Los mayores valores son característicos de motores con una relación $S/D \rangle 1$ y de bajas revoluciones. El coeficiente n_2 está íntimamente vinculado al coeficiente de aprovechamiento de calor de la zona de combustión visible.
- Un aumento de ε_Z conduce a un aumento de n_2.

1.14.2) Presión final de la expansión P_b

$$P_b = \frac{Pz}{\delta^{n_2}}(Mpa)$$

1.14.3) Temperatura al final de la expansión (Te).

$$Te = \frac{Tz}{\delta^{(n_2-1)}}(^0K)$$

1.14.4) Comprobación de la temperatura de los gases residuales asumida (Tr).

$$T_r^* = \frac{Te}{\sqrt[3]{\frac{Pe}{\Pr}}}(^0K) \qquad \Delta = \frac{T_r^* - T_r}{T_r} * 100(\%)$$

Si como resultado de los cálculos de la expresión anterior se obtiene que $\Delta \leq 10\%$, será necesario repetir los cálculos a partir del punto 6, asumiendo un nuevo valor de T_r tal que $T_r = T_r^*$.

1.15) Coeficiente indicado del ciclo de trabajo.

1.15.1) Presión media indicada teórica ($\frac{MN}{m^2}$).

$$P_i' = \frac{Pc}{\varepsilon - 1}\left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right)\right](\frac{MN}{m^2})$$

1.15.2) Presión media indicada P_i.

$$P_i = P_i' * \varphi(\frac{MN}{m^2})$$

φ-coeficiente de redondez del diagrama: $\varphi = 0.92 \div 0.95$

1.15.3) Rendimiento indicado.

$$\eta_i = \frac{P_i * lo * \alpha}{H_u * \rho_0 \eta_v 10^{-3}}$$

1.15.4) Consumo específico indicado de combustible (g_i).

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i 10^{-3}}$$

1.16 Diagrama indicado del motor.

En la Figura 1.5 se muestra el diagrama indicado de un motor Diesel de cuatro tiempos, donde se pueden apreciar las cuatro carreras del pistón: admisión, compresión, expansión y escape. En la Figura 1.5 se muestra también el diagrama que de presiones del proceso contra ángulo de giro del cigüeñal.

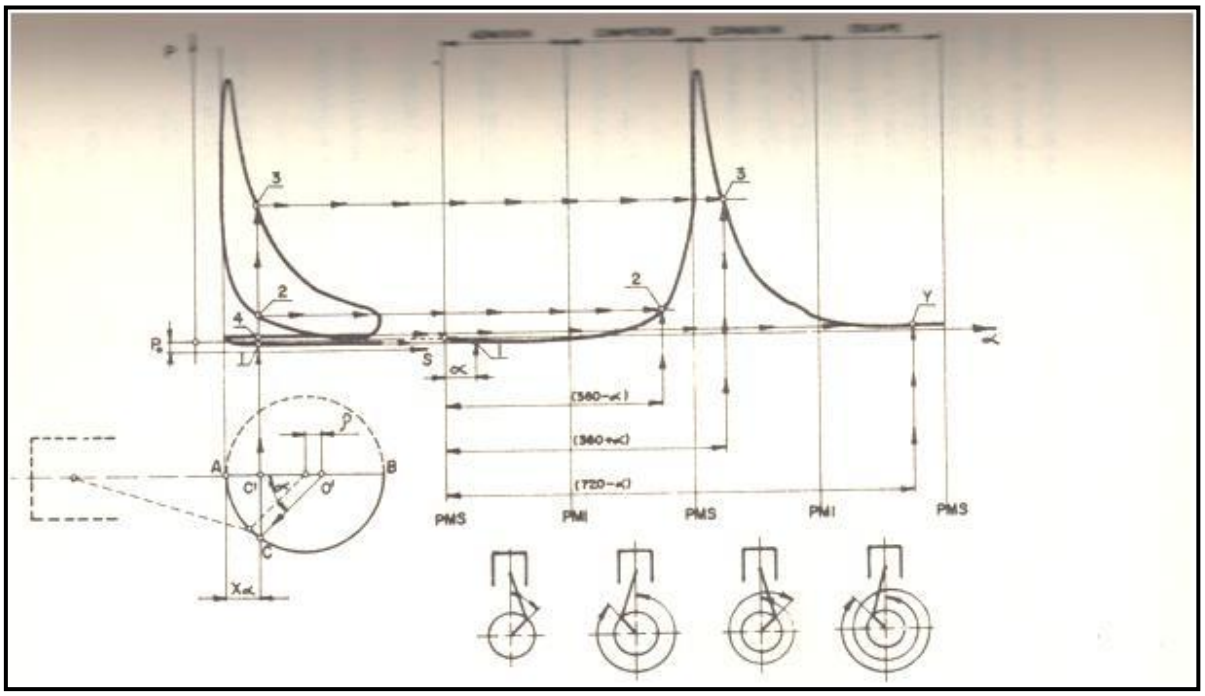


Figura 1.5 Diagrama indicado y gráfico de presión contra ángulo de giro del cigüeñal para un motor Diesel de cuatro tiempos.

1.17 Combustible y aspectos de la compresión del motor Diesel FIAT 8210.

1.17.1 Combustible Diesel típico con índice de cetano 45 cuya composición elemental en fracciones molares es prácticamente igual a:

$c \cong 0.87$

$h \cong 0.126$

$o \cong 0.004$

La masa molecular de los combustibles Diesel.

$m_t = 190 \ {}^{kg}/_{kmol}$

Y su valor calórico

$Hu = 4200 \ {}^{kJ}/_{kg}$

1.17.2 Determinación de la relación de compresión (ξ) Diesel con cámara de combustión no dividida con preparación volumétrica.

Para el motor FIAT 8210 la relación de compresión es:

$\varepsilon = 16$

1.7.3 Determinación del coeficiente de exceso de aire $(\propto)$ diesel con cámara única con preparación volumétrica de la mezcla:

$\alpha = 1.4 \div 1.65$

$\alpha = 1.5$

1.18 Parámetros del ciclo de trabajo.

1.18.1 Cantidad teórica del aire necesario para la combustión completa de un kg de combustible.

$$Lo = \frac{1}{0.21}\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}\right)$$

$$Lo = \frac{1}{0.21}\left(\frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{4} + \frac{0.004}{32}\right)$$

$$Lo = 0.495 \ {}^{Kmol}/_{Kg}$$

$$Lo = \frac{1}{0.23}\left(\frac{8C}{3} + 8H - O\right)$$

$$Lo = \frac{1}{0.23}\left(\frac{8*0.87}{3} + 8*0.126 - 0.004\right)$$

$$Lo = 14.45 \ {}^{kgaire}/_{kgcomb}$$

1.18.2 Cantidad de mezcla fresca.

$M_1 = \alpha * Lo$

$M_1 = 1.5 * 0.495$

$M_1 = 0.743 \ {}^{Kmol}/_{Kg}$

1.18.3 Cantidad de productos de la combustión por un kg de combustible.

$-CO_2 \quad M_{CO2} = \frac{c}{12} = \frac{0.87}{12} = 0.0725\ Kmol/Kg$

$-H_2O \quad M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0.126}{2} = 0.063\ Kmol/Kg$

$-O_2 \quad M_{O_2} = 0.21(\alpha - 1) * Lo$

$M_{O_2} = 0.21(.5 - 1) * 0.495$

$M_{O_2} = 0.052\ Kmol/Kg$

$-N_2 \quad M_{N_2} = 0.79 * \alpha * Lo$

$M_{N_2} = 0.79 * 1.5 * 0.495$

$M_{N_2} = 0.587\ Kmol/Kg$

$-CO \quad M_{CO} = 0$

$-H_2 \quad M_{H_2} = 0$

1.18.4 Coeficiente teórico de transformación molecular de la mezcla de trabajo.

$$M_o = \frac{M_2}{M_1},$$

$$M_o = \frac{0.775}{0.743},$$

$$M_o = 1.043,$$

$$\cdots M_o = 1.01 \div 1.06$$

1.18.5 Condiciones ambientales.

$P_0 = 0.1\ MN/m^2$

$T_0 = 298^0 K$

1.18.6 Parámetros de los gases residuales.

$Tr = 700 \div 900\ K \rightarrow$ Temperatura de los gases residuales.

$Tr = 800^0 K$

Presión de los gases residuales.

$\Pr = (.05 \div 1.25) * Po = 0.115 \quad MPa$

1.19 Proceso de admisión.

1.19.1 Incremento de la temperatura de la mezcla, por caldeo.

$\Delta To = 10 \div 40^0$

$\Delta To = 25^0 K$

1.19.2 Densidad de la mezcla.

$$\rho_0 = 1.17\ {Kg}/{m^3}$$

1.19.3 Pérdida de presión durante el proceso de admisión.

$$\Delta Pa = \left(\beta^2 + \xi_{pr}\right)\frac{V_{pr}^2}{2} * \rho_0 * 10^{-6}$$

La magnitud de ΔPa para todos los motores contemporáneos oscila:

$$\Delta Pa = (0.04 \div 0.18) * Po$$

$$\Delta Pa = 0.005792$$

Donde $\left(\beta^2 + \xi_{pr}\right)$ - coeficiente sumario que tiene en cuenta las pérdidas de velocidad y la resistencia del sistema de admisión, referidas a la sección media de la válvula.

1.19.4 Coeficiente de gases residuales.

$$\gamma_R = \frac{To + \Delta To}{Tr} * \frac{\Pr}{\varepsilon Pa - \Pr} * 100\ [\%]$$

$$\gamma_R = \frac{298 + 25}{800} * \frac{0.115}{16 * 0.094 - 0.115} * 100$$

$$\gamma_R = 3.35$$

$$\cdots \gamma_R = 2 \div 6\ [\%]$$

1.19.5 Temperatura al final de la admisión.

$$Ta = \frac{To + \Delta To + 0.01\gamma_R * Tr}{1 + 0.01 * \gamma_R}$$

$$Ta = \frac{298 + +25 + 0.01 * 3.35 * 800}{1 + 0.01 * 3.35}$$

$$Ta = 339^0 K$$

Nota: En los motores modernos el valor de Ta se encuentra entre los límites siguientes:

$$Ta = 310 \div 350\ [K]$$

1.19.6 Coeficiente de llenado (η_v)

$$\eta_v = \frac{To}{To + \Delta To} * \frac{1}{\varepsilon - 1} * \frac{1}{Po}\left(\varphi_s * \varepsilon Pa - \varphi_a * \Pr\right)$$

$$\eta_v = \frac{298}{298 + 25} * \frac{1}{16 - 1} * \frac{1}{0.1}\left(1.04 * 16 * 0.094 - 1.0 * 0.115\right)$$

$$\eta_v = 0.98$$

Nota: Los valores características del coeficiente de llenado $\eta_v = 0.8 \div 0.9$

1.20 Proceso de compresión.

1.20.1 Coeficiente politrópico del proceso de compresión.

$\eta_v = 1.32 \div 1.4$

$\eta_v = 1.35$

1.20.2 Presión al final de la compresión (Pc).

$$Pc = Pa * \varepsilon^{n_1} \left[\frac{MN}{m^2} \right]$$

$Pc = 0.094 * 16^{1.35}$

$Pc = 3.97 Mpa$

1.20.3 Temperatura al final de la compresión (Tc).

$Tc = Ta * \varepsilon^{(n_1 - 1)}$

$Tc = 339.16^{(1.35-1)}$

$Tc = 895^0 K$

1.21 Proceso de combustión.

1.21.1Coeficiente efectivo de modificación molecular.

$$\mu = \frac{M_2 + 0.01\gamma_R * M_1}{M_1 (1 + 0.01\gamma_R)}$$

$$\mu = \frac{0.775 + 0.01 * 3.35 * 0.743}{0.743(1 + 0.01 * 3.35)}$$

$\mu = 1.042$

1.21.2 Pérdidas de calor por combustión incompleta de un Kg de combustible.

$\Delta Hu = 0$

1.21.3 Energía calórica de la mezcla.

$$H_{pc} = \frac{Hu - \Delta Hu}{M_1 (1 + 0.01\gamma_R)}$$

$$H_{pc} = \frac{42000}{0.743(1 + 0.01 * 3.35)}$$

$H_{pc} = 54695$

1.21.4 Temperatura de los gases al final de la combustión.

$Tz = 1800 \div 2300 \left[K \right]$

$Tz = 1950^0 K$

1.21.5 Presión máxima de combustión y relación de incremento de presión λ

Para Diesel con cámara de combustión única.

$\lambda = 1.8 \div 2.5$

$\lambda = 2.27$

$Pz' = Pz = 9\ MPa$

1.21.6 Coeficiente de expansión previa ρ y de expansión ulterior δ.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \qquad \rho = \frac{\mu \cdot Tz}{\lambda \cdot Tc}$$

$$\delta = \frac{16}{1.001} \qquad \rho = \frac{1.042 \cdot 1950}{2.27 \cdot 895}$$

$$\delta = 15.998 \qquad \rho = 1.001$$

1.22 Proceso de expansión y escape.

1.22.1 Coeficiente politrópico del proceso de expansión.

$n_2 = 1.18 \div 1.28$

$n_2 = 1.25$

1.22.2 Presión final de la expansión P_b.

$$P_b = \frac{Pz}{\delta^{n_2}}$$

$$P_b = \frac{9}{15.998^{1.25}}$$

$$P_b = 0.28\ MPa$$

1.22.3 Temperatura al final de la expansión (Te).

$$Te = \frac{Tz}{\delta^{(n_2-1)}}$$

$$Te = \frac{1950}{15.998^{(1.25-1)}}$$

$$Te = 975\ ^0K$$

1.22.4 Comprobación de la temperatura de los gases residuales asumida (Tr).

$$T_r^* = \frac{Te}{\sqrt[3]{\frac{Pe}{\Pr}}} \qquad \Delta = \frac{T_r^* - T_r}{T_r} * 100$$

$$T_r^* = \frac{975}{\sqrt[3]{\frac{0.28}{0.115}}} \qquad \Delta = \frac{725 - 800}{800} * 100$$

$$\Delta = 9.38\%$$

$$T_r^* = 725^0 K \qquad \Delta \le 10\%$$

1.23 Coeficiente indicado del ciclo de trabajo.

1.23.1 Presión media indicada teórica ($\frac{MN}{m^2}$)

$$P_i' = \frac{Pc}{\varepsilon - 1}\left[\lambda(\varphi - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right)\right]$$

$$P_i' = \frac{3.97}{16 - 1}\left[2.27(.0001 - 1) + \frac{2.27 * 1.001}{1.25 - 1}\left(1 - \frac{1}{15.998^{1.25-1}}\right) - \frac{1}{1.35 - 1}\left(1 - \frac{1}{16^{1.35-1}}\right)\right]$$

$$P_i' = 0.732 \frac{MN}{m^2}$$

1.23.2 Presión media indicada P_i' .

$$P_i' = P_i' * \varphi$$

-Donde $\varphi = 0.92 \div 0.95$

$$P_i' = 0.732 * 0.94$$

$$P_i' = 0.688 \frac{MN}{m^2}$$

1.23.3 Rendimiento indicado.

$$\eta_i = \frac{P_i * lo * \alpha}{H_u * \rho_0 * \eta_v * 10^{-3}}$$

$$\eta_i = \frac{0.688 * 14.45 * 1.5}{42000 * 1.17 * 0.89 * 10^{-3}}$$

$$\eta_i = 0.34$$

1.23.4 Consumo específico indicado de combustible (g_i).

$$g_i = \frac{3600}{H_u * \eta_i * 10^{-3}}$$

$$g_i = \frac{3600}{42000 * 0.34 * 10^{-3}}$$

$$g_i = 252 \, {}^{gr}\!/_{kW*h}$$

1.24. Datos para la construcción del diagrama de presiones del proceso contra ángulo de giro del cigüeñal.

1. Presión en la admisión: P_a = - 0,0058 MPa.
2. Presión en la cámara al final del proceso de compresión: P_c = 3,97 MPa.
3. Presión máxima durante la combustión: P_{max} = 9 MPa.
4. Presión en el cilindro al final de la carrera de expansión: P_b = 0.38 MPa.
5. Presión del cilindro durante la carrera de escape. P_e = 0,38 MPa.

En la Figura 1.6 se muestra el diagrama indicado obtenido.

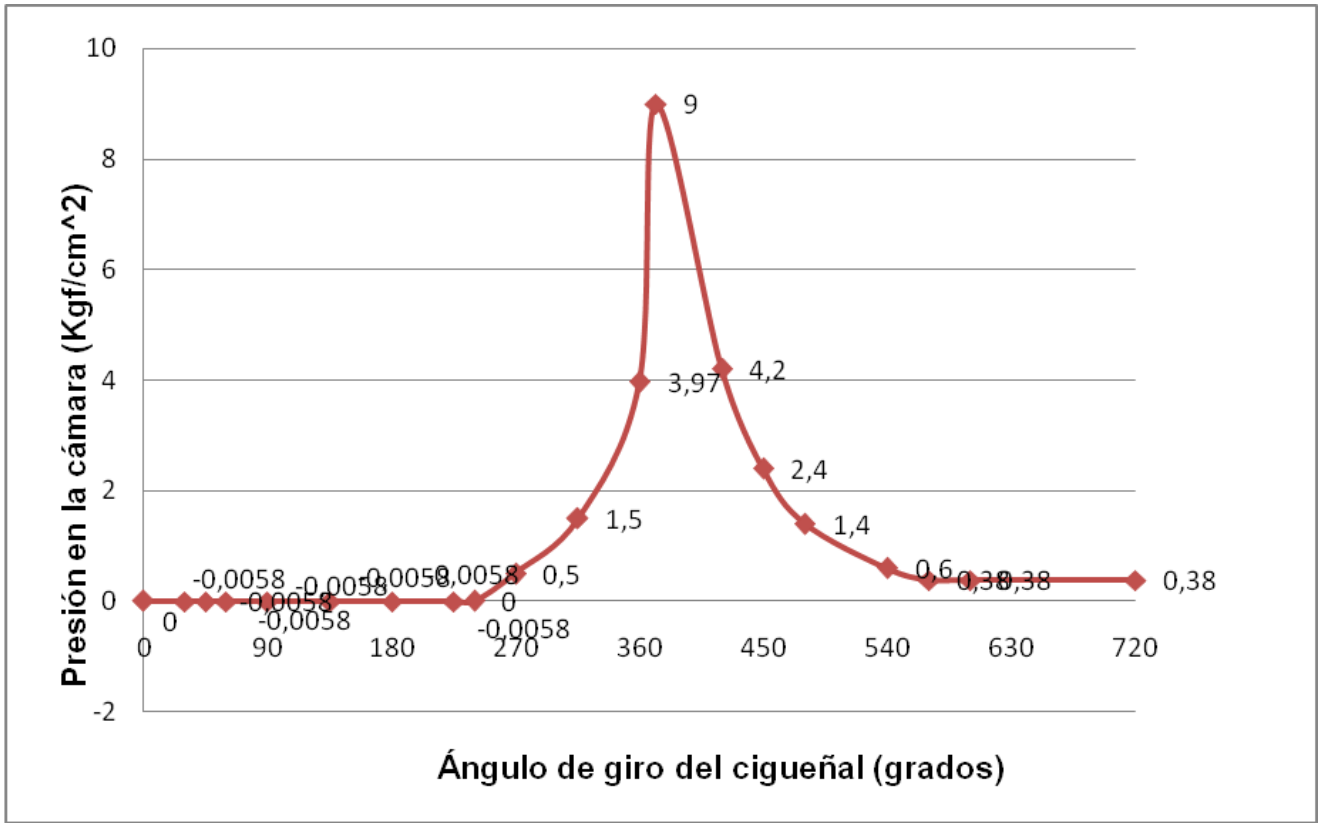


Figura 1.6 Diagrama indicado del Motor FIAT 8210

1.25 Conclusiones parciales del capítulo.

1. Se profundizó en las características y parámetros generales de los motores Diesel y se localizaron los datos necesarios del motor FIAT 8210 para realizar su cálculo térmico.
2. Se investigó en la literatura especializada la metodología necesaria para realizar el cálculo térmico obteniendo las presiones y temperaturas de cada uno de los procesos del ciclo de trabajo de un motor Diesel de cuatro tiempos.
3. Se realizó el cálculo térmico del motor Diesel FIAT 8210 y se obtuvieron los datos necesarios para construir el diagrama de presiones de los puntos característicos del ciclo de trabajo contra ángulo de giro del cigüeñal.

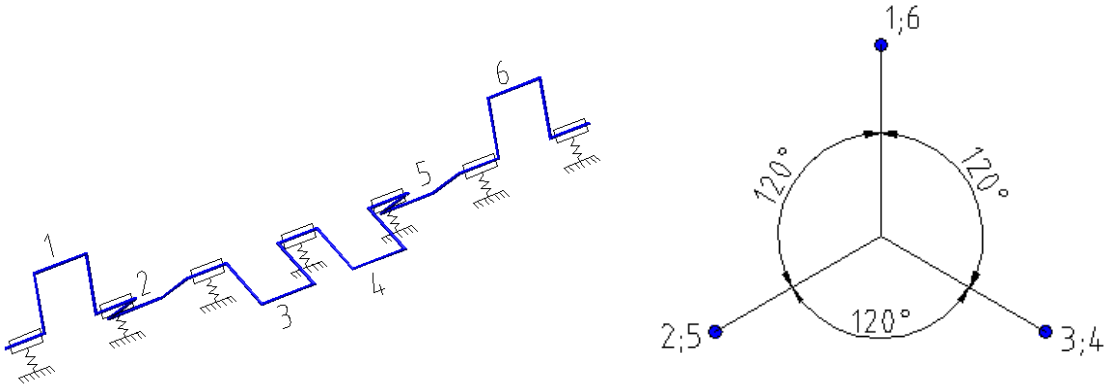
Capítulo 2

Capítulo II. Cálculo de las fuerzas sobre los metales de las bielas del Motor FIAT 8210.

2.1 Teoría general del cálculo de cigüeñales.

2.1.1 Esquemas de análisis generales empleados en el cálculo.

El árbol cigüeñal, en el caso más complejo constituye un sistema tridimensional repetido, hiperestático de rigidez variable y apoyada sobre soportes elásticos, como se muestra en la Figura 2.1. (Goytisolo, 2000)



a) b)

Figura 2.1 Esquema de un cigüeñal de un motor de seis cilindros.

El calculo exacto del cigüeñal tomando en cuenta la existencia de múltiples apoyos elásticos, las deformaciones del cárter, la propia elasticidad de los alojamiento de los apoyos, la coaxialidad de los mismos, las diferencias de holguras provocadas por el desgaste, etc., es extremadamente complejo y consume un tiempo excesivo, por esta razón en los cálculos se utilizan realmente esquemas de análisis simplificados. Los esquemas fundamentales son:

a) Esquema seccionado, con apoyo rígidos, isostáticos.

b) Esquema no seccionado, con apoyos rígidos múltiples, hiperestáticos.

En ninguno de los esquemas mencionados se toman en cuenta las deformaciones del cárter, la elasticidad de los alojamientos y la diferencia de coaxialidad y de holgura entre los apoyos.

En el esquema seleccionado el cigüeñal se supone dividido en manivelas que están vinculadas entre si únicamente por la transmisión del momento. Este esquema se muestra en la Figura 2.2.

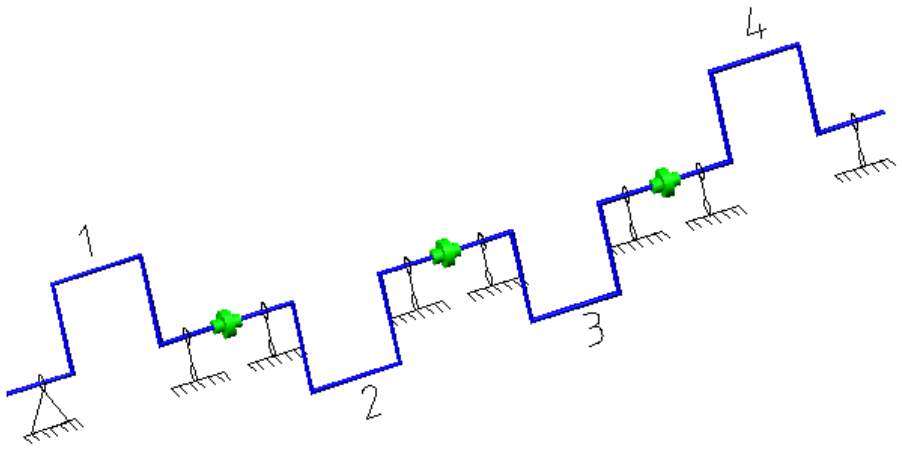


Figura 2.2 Esquema seccional para un motor de cuatro cilindros.

Las manivelas isostáticas están unidas entre si por articulaciones cardánicas capaces solo de transmitir el momento torsor. El esquema implica por lo tanto que se consideren nulos los momentos flectores que se transmiten de una manivela a otra.

En el esquema no seccionado el cigüeñal se considera como un árbol quebrado multiapoyo y por consiguiente hiperestático Figura 2.3. En este caso se toman en cuenta los momentos flectores y flectores que se transmiten a través de los muñones de apoyo pero indudablemente el cálculo es mucho más complejo.

El análisis comparativo de los resultados obtenidos para arboles cigüeñales calculados por uno u otro método, indica que las diferencias no son extremadamente grandes. En el caso del factor de seguridad en los muñones de apoyo, la diferencia es solo del 5-8% y en los. No obstante estas diferencias, el esquema de análisis seccionado es el que se utiliza con más frecuencia debido a su sencillez.

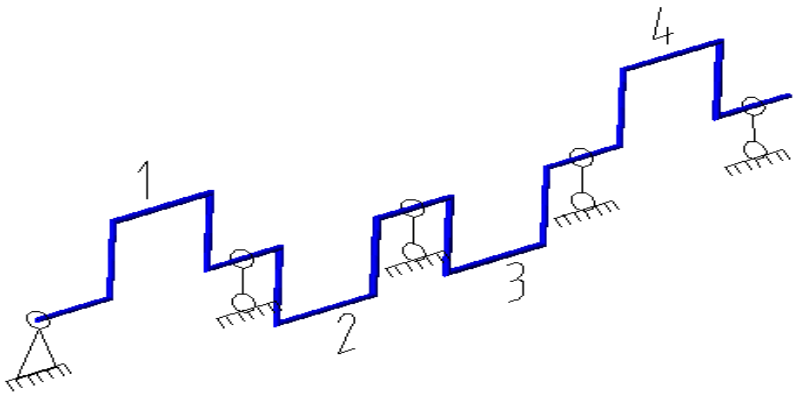


Figura 2.3. Esquema no seccionado para un motor de cuatro cilindros.

2.2 Cargas que actúan sobre los arboles cigüeñales.

Las cargas fundamentales que actúan sobre los arboles cigüeñales son según (Birger, 1986):

- Fuerzas provocadas por la presión del gas en el interior del cilindro.
- Fuerzas de inercia originadas por las aceleraciones que surgen durante el movimiento del mecanismo manivela-biela-corredera.
- Cargas vibrantes originadas por las vibraciones del árbol.

La presión del gas en el interior del cilindro pg. para diferentes ángulos α de giro de la manivela del cigüeñal se obtiene el diagrama indicado. La fuerza provocada por el gas en la dirección normal a la cabeza del pistón es:

$$Pg = (p_g - p_o) \cdot A_p \quad kgf/cm^2 \qquad (2.1)$$

Donde:

P_g – Fuerza provocada por el gas en la cabeza del pistón.

p_g – presión del gas en el cilindro.

p_o –presión en el interior del cárter.

Esta fuerza se transmite se transmite a través de la biela hasta el muñón de biela del árbol cigüeñal. De las ecuaciones de equilibrio de la biela Figura 2.4. Se obtiene:

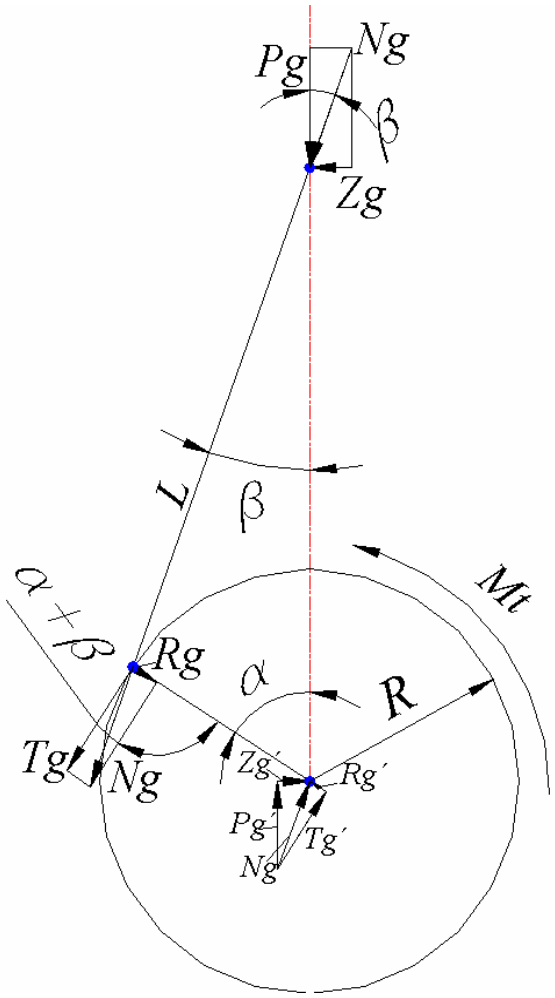


Figura 2.4 Esquema de fuerzas provocadas por la presión del gas.

$$Zg = Pg * \tan\beta \qquad (2.2)$$

$$Ng = \frac{Pg}{\cos\beta} \qquad (2.3)$$

$$Tg = Pg\,\frac{sen(\alpha+\beta)}{\cos\beta} \qquad (2.4)$$

$$Rg = Pg\,\frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta} \qquad (2.5)$$

En los apoyos del árbol aparece la reacción Ng" que puede ser descompuesta en Pg" y Zg" o en Rg" y Tg".

El momento torsor provocado por la fuerza tangencial o circunferencial Tg será:

$$Mt = Tg \cdot R = Pg \cdot R \frac{sen(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \qquad (2.6)$$

Un momento de igual magnitud que está formado por las fuerzas Zg y Zg" se transmite al bastidor del motor. El momento reactivo es de signo contrario.

Durante el movimiento de los elementos del mecanismo manivela-biela-corredera se generan fuerzas y pares de inercia, cuyo cálculo se realiza por las conocidas ecuaciones:

$$\mathrm{Pi} = -\mathrm{m}\frac{\mathrm{dv}}{\mathrm{dt}} \qquad (2.7)$$

$$\mathrm{Mi} = -\mathrm{J}\frac{\mathrm{dw}}{\mathrm{dt}} \qquad (2.8)$$

El signo menos indica que estas fuerzas son contrarias a las respectivas aceleraciones.

En estas expresiones:

m– masa.

j –momento de inercia de masa.

$\frac{dv}{dt}$ –aceleración lineal del centro de masa.

$\frac{dw}{dt}$ –aceleración angular del elemento.

La biela tiene un movimiento complejo, de aquí que para los cálculos de las fuerzas de inercia su masa se considera reducida en dos masas equivalentes concentradas en la cabeza y pie Fig. 2.5 cuyas magnitudes son:

$$\mathrm{m_{cb}} = \mathrm{m_b}\frac{\mathrm{Lp}}{\mathrm{L}} \qquad (2.9)$$

$$\mathrm{m_{pb}} = \mathrm{m_b}\frac{\mathrm{Lc}}{\mathrm{L}} \qquad (2.10)$$

Generalmente: $\frac{\mathrm{Lc}}{\mathrm{L}} = 0.25 \div 0.40$ y $\frac{\mathrm{Lp}}{\mathrm{L}} = 0.6 \div 0.75$

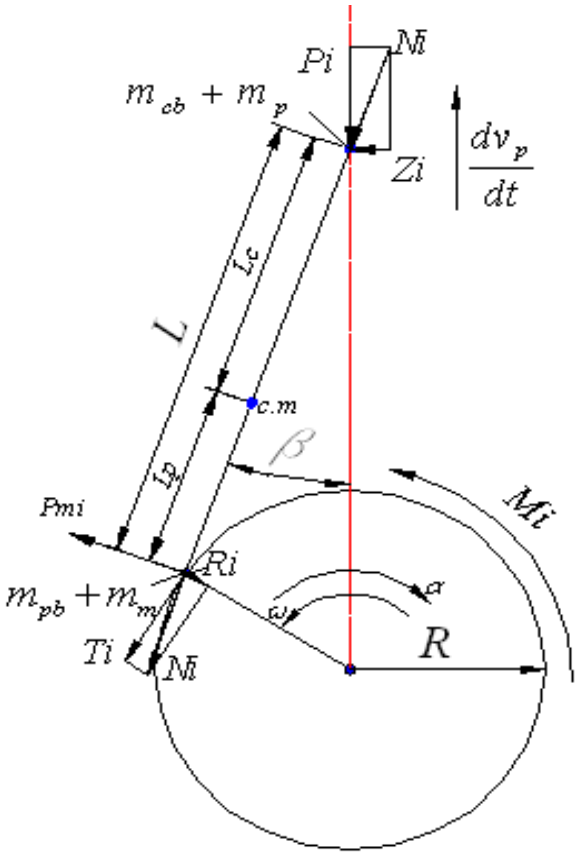


Fig. 2.5 Fuerzas provocadas sobre el árbol cigüeñal por la fuerza de inercia Pi.

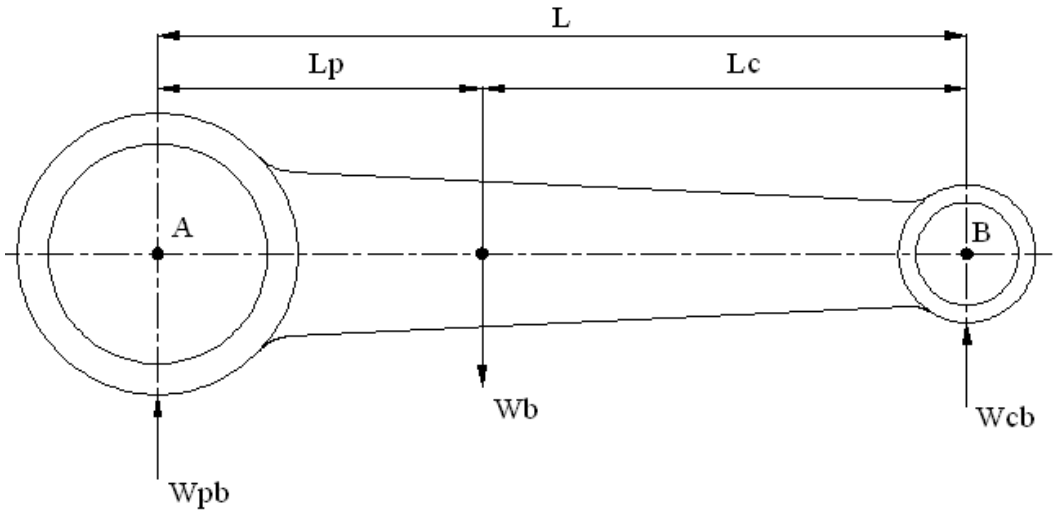


Fig. 2.6. Peso de la cabeza y del pie de biela para calcular el centro de masa de la biela.

Pesando por separado la cabeza de la biela tratando de mantener el otro apoyo como articulado se obtuvieron los valores siguientes:

W_{pb} = 3.65 Kg.

W_{cb} = 1.70 Kg.

W_b = 5.35 Kg.

Haciendo una sumatoria de momentos en A:

$$\sum M_A = (Wcb * L) - (Wb * Lp) = 0 \qquad (2.11)$$

La longitud total de la biela de centro a centro de los muñones del pasador del pistón al del cigüeñal es L = 26cm.

Despejando de la sumatoria de momentos (2.11) Lp se obtiene entonces:

$$Lp = \frac{Wcb * L}{Wb} = 8.3\ cm$$

$$\mathrm{Lc} = 17.7\ \mathrm{cm}$$

La fuerza de inercia Pi provoca sobre el mecanismo provoca fuerzas similares a las que provoca Pg las cuales se calculan por las mismas formulas de Zg y Rg sustituyendo en ellas Pg por Pi y que se designan respectivamente por Zi, Ni, Ti y Ri Fig.1.5. También provoca un par de inercia cuya magnitud es:

$$\mathrm{Mi} = \mathrm{Ti} * \mathrm{R} = \mathrm{Pi} * \mathrm{R}\,\frac{\mathrm{sen}(\alpha + \beta)}{\cos\beta} \qquad (2.12)$$

En el muñón de la manivela del cigüeñal se produce además la siguiente fuerza de inercia.

$$\mathrm{Pm_i} = (\mathrm{m_{cb}} + \mathrm{m_m})\mathrm{Rw}^2 \qquad (2.13)$$

Donde:

m_m– masa del muñón de la manivela.

También actuará la fuerza de inercia de los cachetes

$$\mathrm{Pc_i} = \mathrm{m_C} * \mathrm{Rc} * \mathrm{w}^2 \qquad (2.14)$$

Donde:

m_c – masa del cachete.

Rc– el radio del centro de masa del cachete.

Los contrapesos del árbol cigüeñal provocan fuerza de inercia también.

$$Pc_{PI} = m_{Cp} * R_{CP} * w^2 \qquad (2.15)$$

Donde:

m_{CP}– masa del contrapeso.

Rcp– radio de centro de masa del contrapeso.

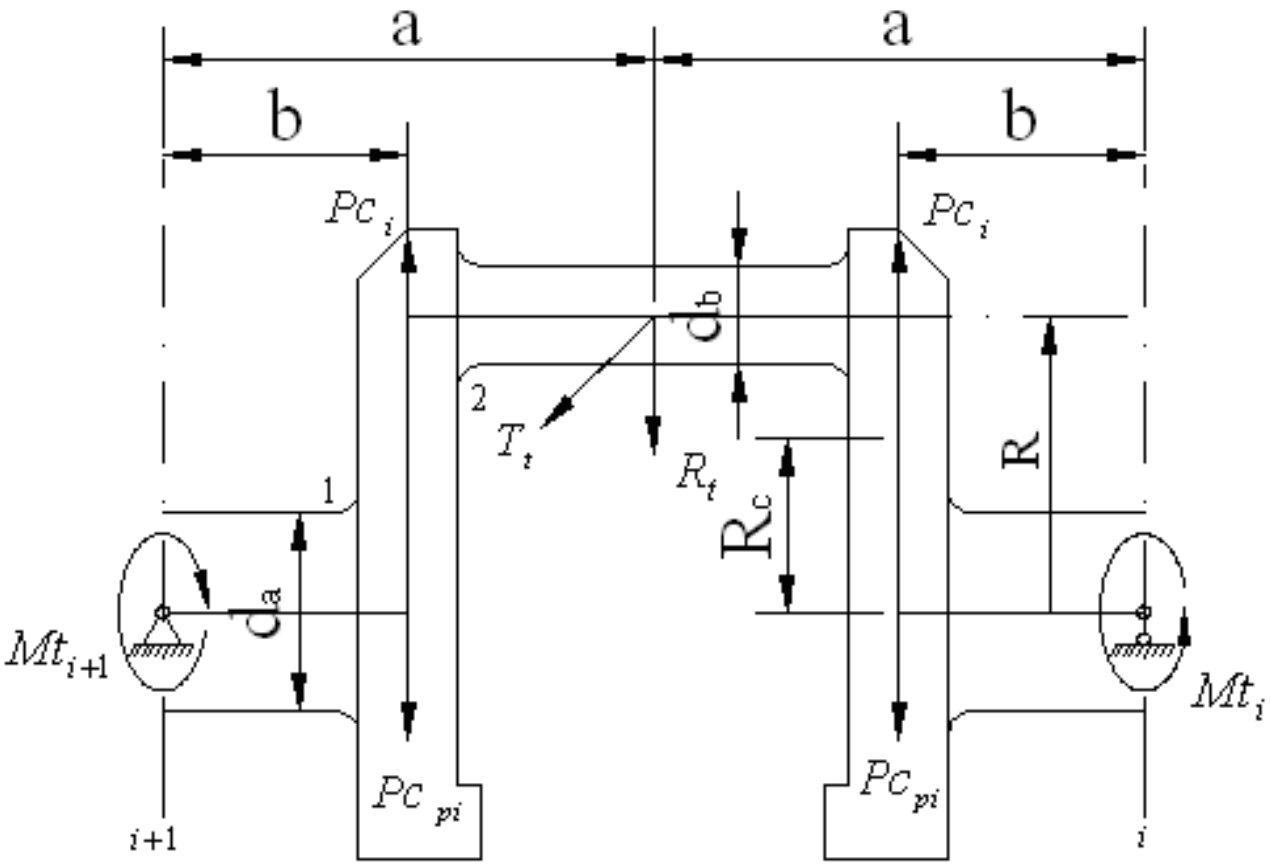


Fig. 2.7. Esquema de análisis seccionado de un árbol cigüeñal.

En la Fig. 2.7 se muestra el esquema de análisis seccionado de un árbol cigüeñal.

Las fuerzas Tt y Rt resultantes se calculan para cada instante de tiempo por las expresiones:

$$\mathrm{Tt} = \pm \mathrm{Tg} \pm \mathrm{Ti} \qquad (2.16)$$

$$\mathrm{Rt} = \pm \mathrm{Rg} \pm \mathrm{Ri} - \mathrm{Pmi} \qquad (2.17)$$

El momento torsor en la sección (i +1) será:

$$\mathrm{Mt}_{(i+1)} = \mathrm{Mt}_i + (\mathrm{Tt} * \mathrm{R}) \qquad (2.18)$$

Las fuerzas tangenciales y radiales resultantes sobre el muñón de biela se calculan por las expresiones dadas en [3]:

$$T_t = T_g + T_i = \frac{sen(\alpha+\beta)}{\cos\beta}\cdot\left[p_g\cdot\frac{\pi\cdot d_p^2}{4} + \frac{(m_p+m_{cb})}{100\,000}\cdot R\cdot\omega^2\cdot\left(\cos\alpha+\frac{R}{L}\cdot\cos 2\alpha\right)\right] \qquad (2.19)$$

$$R_t = R_g + R_i = \frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta}\cdot\left[p_g\cdot\frac{\pi\cdot d_p^2}{4} + \frac{(m_p+m_{cb})}{100\,000}\cdot R\cdot\omega^2\cdot\left(\cos\alpha+\frac{R}{L}\cdot\cos 2\alpha\right)\right] \qquad (2.20)$$

Calculo de las fuerzas tangenciales y radiales resultantes sobre el muñón de biela para el ángulo de giro de la manivela $\alpha = 90^0$.

$$T_t = T_g + T_i = \frac{sen(90^0+15.4^0)}{\cos 15.4^0}\cdot\left[-0.00058\cdot\frac{3.14\cdot 13.5^2}{4} + \frac{(3.45+1.70)}{100\,000}\cdot 6.9\cdot 157.1^2\cdot\left(\cos 90^0+\frac{6.9}{26}\cdot\cos 2\cdot 90^0\right)\right]$$

$$T_t = -23.8KN$$

$$R_t = R_g + R_i = \frac{\cos(90^0+15.4^0)}{\cos 15.4^0}\cdot\left[-0.00058\cdot\frac{3.14\cdot 13.5^2}{4} + \frac{(3.45+1.70)}{100\,000}\cdot 6.9\cdot 157.1^2\cdot\left(\cos 90^0+\frac{6.9}{26}\cdot\cos 2\cdot 90^0\right)\right]$$

$$R_t = 6.43KN$$

La relación entre α y β mostrada en la Figuras 2.4 y 2.5 se puede establecer por la siguiente relación trigonométrica:

$$sen\beta = \frac{R\cdot sen\alpha}{L} \qquad (2.21)$$

Tabla 2.1.- Valores de las fuerzas tangenciales y radiales resultantes con respecto al ángulo de giro de la manivela.

α	0^0	90^0	180^0	270^0	360^0	372^0	450^0	540^0	600^0	720^0
β	0^0	15.4^0	0^0	-15.4^0	0^0	3.16^0	15.4^0	0^0	-13.3^0	0^0
T_t **(KN)**	0	-23.8	0	16.5	0	61.45	10.7	0	37.6	0
R_t **(KN)**	111.3	6.43	64.1	4.55	168.2	226.8	-2.94	55.4	35.4	116.8

La velocidad angular en el caso analizado es:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1500}{60} = 157{,}1 \ \ rad/seg \qquad (2.22)$$

En la Figura 2.8 se muestra la variación de la presión de los gases en la cámara, extraídas del diagrama indicado del motor contra ángulo de giro del cigüeñal y en la

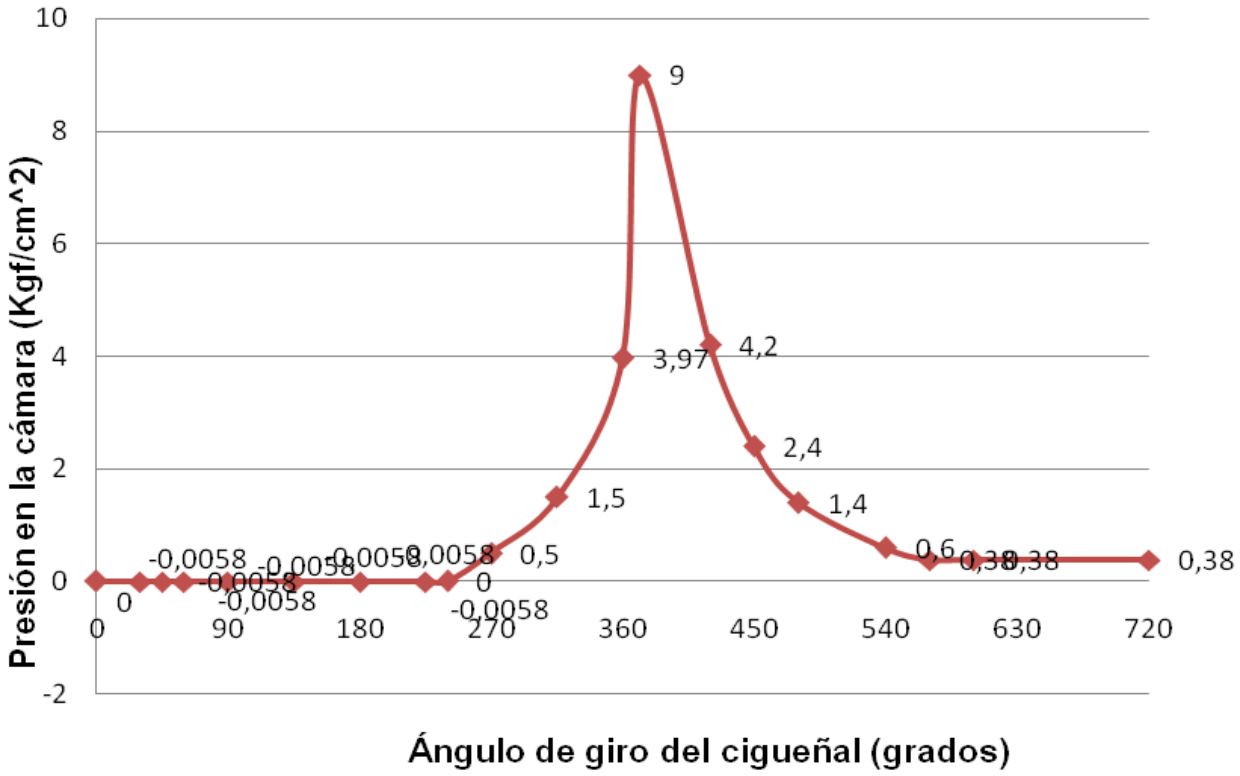


Figura 2.8 Presión en la cámara contra ángulo de giro del cigüeñal

Figura 2.9 se muestran los valores de T_t y R_t en función del ángulo de giro del cigüeñal calculados por las expresiones (2.19) y (2.20).

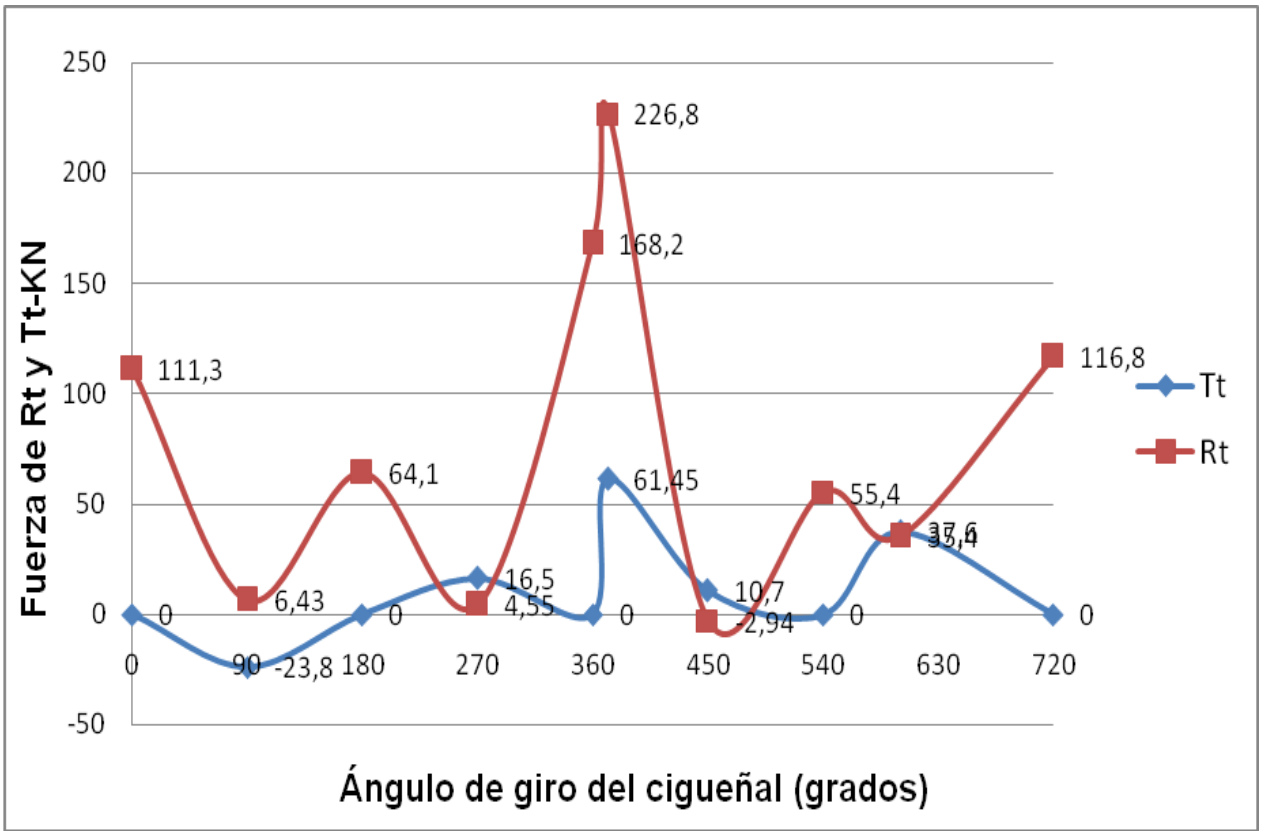


Figura 2.9 Fuerzas Tt y Rt contra ángulo de giro del cigüeñal

2.3 Conclusiones parciales del Capítulo.

1. Se han caracterizado a través del estudio de la bibliografía las ecuaciones fundamentales para el cálculo de la presión del gas, la aceleración del pistón, la fuerza de inercia del pistón, la posición del centroide de la biela y como se transmiten estas fuerzas hasta el muñón de biela del cigüeñal, para una máquina reciprocante cualquiera.
2. Se han obtenido las ecuaciones generales que caracterizan el comportamiento de las fuerzas provocadas por el gas y por las fuerzas de inercia sobre el muñón de biela en un codo del cigüeñal.
3. Se procesaron las ecuaciones anteriores para los datos del Motor FIAT 8210 y se obtuvieron los gráficos de comportamiento de la presión, la fuerza del gas, la fuerza de inercia en función del ángulo de giro del cigüeñal para las velocidades de giro máxima y mínima del motor.

Capítulo 3

Capítulo III. Evaluación de la película de lubricante en los metales de las bielas del Motor FIAT 8210.

3.1 Factores de diseño en los cojinetes de deslizamiento.

En el diseño de cojinetes de deslizamiento se distinguen dos grupos de variables (Shigley, 1985). En el primer grupo están aquellos cuyos valores son predeterminados o están bajo control del diseñador. Estas son:

1. El diámetro nominal del cojinete – d
2. La longitud del cojinete – L
3. El ángulo de abrace del muñón por el cojinete -- β
4. La velocidad de giro del muñón --η
5. La carga por unidad de área proyectada del cojinete--
6. La viscosidad del lubricante -- η
7. La clarencia diametral entre cojinete y muñón -- Δ

En el caso de la reparación de máquinas no se pueden controlar ninguna de las primeras cinco variables ya que estas están predeterminadas en el diseño del equipo. La viscosidad está recomendada por el fabricante, aunque se pudieran realizar cambios en el aceite siempre que esto fuese factible y aconsejable. La séptima variable si está bajo control absoluto del diseñador y de ella dependerán fundamentalmente los parámetros de operación, los cuales constituyen las variables del segundo grupo.

En este segundo grupo se hallan las variables dependientes, cambiando algunas de las variables del primer grupo se pueden modificar éstas. El diseñador no tiene otra forma de control sobre las mismas. Estas variables son:

8. El espesor mínimo de la película -- h_0
9. El coeficiente de fricción -- f

10. La elevación de la temperatura del lubricante -- Δt

11. El flujo de lubricante que mueve el cojinete – Q

Estas variables son los factores de diseño ya que al diseñar un cojinete de deslizamiento se hace necesario establecer cuáles son los valores o rangos satisfactorios para estas variables de segundo grupo y después decidir qué valores de las variables de primer grupo emplear para garantizar esas condiciones de operación.

3.2 Empleo de técnicas de optimización en el diseño.

Como se explicó las variables del primer grupo determinan la magnitud de las variables de segundo grupo o parámetros de operación. Una selección inadecuada de las primeras, o un inadecuado control de ellas durante la explotación (velocidad, viscosidad, etc.), o la fabricación (diámetro, clarencia diametral, etc.) pueden dar como resultado una película de lubricante demasiado delgada que condicione el contacto metálico de las irregularidades de la superficie del metal del cojinete y el del muñón y por lo tanto el excesivo desgaste, en este caso el flujo de aceite arrastrado por el cojinete será muy pequeño, insuficiente para disipar el calor que se genera producto de la fricción y el cojinete se sobrecalentará y finalmente podrá fallar por agarramiento.

Una de las variables del primer grupo que más influye en el comportamiento del cojinete es la clarencia diametral, de aquí que durante la optimización de los cojinetes se plotee el comportamiento de las variables del segundo grupo, en dependencia del valor de la clarencia diametral del cojinete.

En la Figura 3.1 se muestra a modo de ejemplo las formas de estas gráficas para un intervalo completo de clarencias diametrales.

La gráfica muestra que si la clarencia es pequeña, la temperatura será muy alta y muy pequeño el espesor de la película. Las temperaturas altas pueden condicionar la falla por fatiga del cojinete. En este caso al ser la película de aceite muy fina, las partículas extrañas no podrán pasar sin causar ralladuras o quedar encajadas en el cojinete. En este caso habrá gran desgaste y fricción excesiva, resultando un calentamiento intenso y posiblemente se produzca el agarramiento del cojinete.

En el caso de una holgura grande el espesor de la película también cae y no se excluye el contacto metálico, además de volverse ruidoso el trabajo del conjunto.

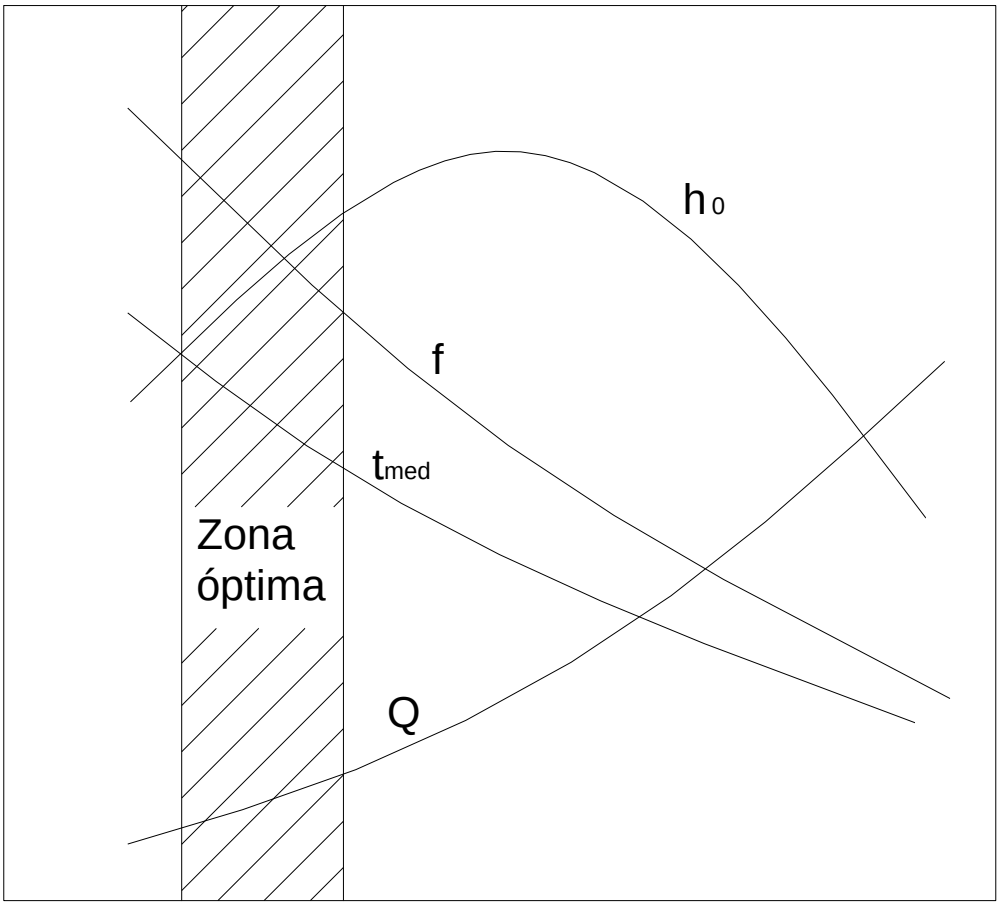


Figura 3.1. Comportamiento de los parámetros de funcionamiento de los cojinetes en función de la clarencia diametral.

Cuando se toman en cuenta las tolerancias de producción y el desgaste futuro, la zona de clarencias diametrales óptimas se ubica a la izquierda del punto del diagrama donde se produce la película de mayor espesor. De esta manera, el futuro desgaste correrá el punto de operación hacia la derecha, incrementará el espesor de la película y descenderá la temperatura de operación. De esta, manera se logra una vida de servicio mucho más prolongada.

3.3 Tipos de lubricación.

Pueden distinguirse tres formas distintas: lubricación hidrodinámica, límite o de contorno, hidrostática.

3.3.1 Lubricación hidrodinámica.

- las superficies están separadas por una película de lubricante que proporciona estabilidad.
- no se basa en introducir lubricante a presión (puede hacerse), exige un caudal de aceite, la presión se genera por movimiento relativo.
- se habla también de lubricación de película gruesa, fluida, completa o perfecta.

3.3.2 Lubricación límite.

- la película de lubricante es tan fina que existe un contacto parcial metal-metal. La acción resultante no se explica por la hidrodinámica.
- puede pasarse de lubricación hidrodinámica a límite por caída de la velocidad, aumento de la carga o disminución del caudal de aceite.
- en este tipo de lubricación (de película delgada, imperfecta o parcial) más que la viscosidad del lubricante es más importante la composición química.
- al proyectar un cojinete hidrodinámico hay que tener en cuenta que en el arranque puede funcionar en condiciones de lubricación límite.

3.3.3 Lubricación hidrostática.

- se obtiene introduciendo a presión el lubricante en la zona de carga para crear una película de lubricante.
- no es necesario el movimiento relativo entre las superficies.
- se emplea en cojinetes lentos con grandes cargas.
- puede emplearse aire o agua como lubricante.

Estabilidad de la lubricación. Curva de Stribeck.

Entre 1900 y 1902 Stribeck realiza experimentos sistemáticos para medir f en cojinetes en función de la velocidad de giro -N-, de la carga por unidad de área proyectada -P- y de la viscosidad. Son la base de la teoría de Sommerfeld.

La curva de Stribeck -aunque hay algunas dudas de que Stribeck la usara exactamente en la forma que se presenta aquí- representa las características generales de superficies lubricadas en movimiento relativo entre sí. La expresión $\frac{\mu \cdot N}{P}$ es conocida como el número de Sommerfeld. En la Fig. 1.4 se mantienen constantes N y P para representar la relación existente entre la viscosidad del fluido, μ y el coeficiente de rozamiento, f.

El gráfico puede dividirse en tres zonas:

- zona I: lubricación hidrodinámica y elastohidrodlnámica. Las superficies del cojinete están perfectamente separadas con una película gruesa de fluido: *no* hay contacto directo entre las superficies que deslizan y por tanto prácticamente no hay desgaste. A medida que la viscosidad disminuye, decrece la película hasta el punto C.
- zona II: lubricación mixta o elastohidrodlnámica parcial.
- zona III: lubricación límite.

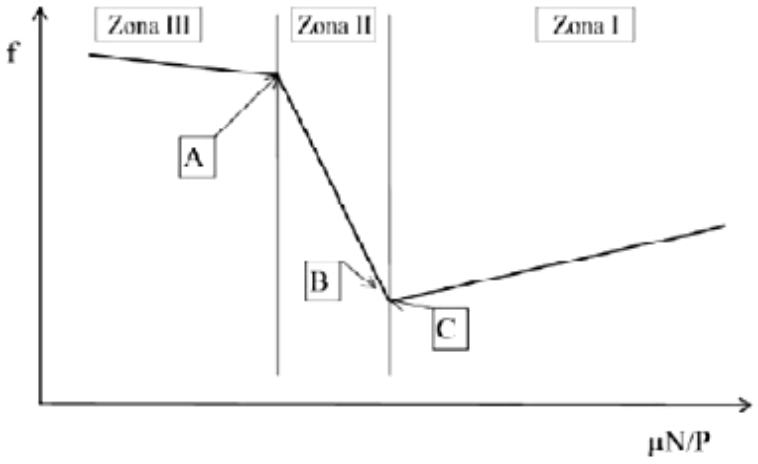


Fig.3.1 Efecto de la viscosidad en la lubricación. Curva de Stribeck.

De la gráfica se puede deducir:

- Estando en la zona **I,** a medida que la viscosidad disminuye también decrece el espesor de la película hasta el punto C. Una mayor disminución de la viscosidad hace que pasemos al punto B en el que se produce contacto ocasional entre las dos superficies debido a que la película es de muy pequeño espesor: el rozamiento en B y C es prácticamente igual, aunque en B la viscosidad del fluido es menor la resistencia al desplazamiento se debe en este caso al contacto entre las asperidades.
- El punto C es el punto ideal de funcionamiento -delimita además la zona estable de la inestable- puesto que proporciona un rozamiento mínimo con prácticamente desgaste nulo. En la práctica se prefiere trabajar ligeramente a la derecha de C para tener un margen de seguridad.
- Si en el punto B reducimos ligeramente la viscosidad rápidamente crece el coeficiente de rozamiento hasta el punto A. A partir de este punto la mayor parte de la carga es soportada por las asperidades y por tanto un reducción mayor de la viscosidad tiene muy poca influencia en el coeficiente de rozamiento.

3.4 Datos del aceite empleado en el Motor FIAT 8210.

El aceite empleado en el Motor FIAT 8210 es el Súper Diesel DB-40 el cual ha sido diseñado para aplicaciones en motores Diesel de aspiración normal o sobrealimentados que operan en condiciones de servicio severas utilizados en el trasporte, agricultura y construcción. Su uso está aprobado por el fabricante de Mercedes Benz. Así mismo se recomienda su aplicación en motores de gasolina que soliciten el nivel de calidad API señalado en las especificaciones internacionales. Se elabora con aceite básico parafínicos de alta calidad a los cuales se le incorporan aditivos multifuncionales que le imparten a los lubricantes terminados propiedades detergente dispersante, antidesgaste, anticorrosiva y otras que minimizan la formación de depósitos en el motor, el pulido de las camisas, el consumo de aceite y el desgaste garantizando prolongar los periodos de cambio y una correcta lubricación.

3.5 Características fundamentales

- Viscosidad a 40ºC en CSt 140.0
- Viscosidad a 100ºc en CSt..... 15
- Punto de inflamación en ºC..... 250.0
- Índice de viscosidad 98.0
- Densidad a 15ºC 0.89

La temperatura de trabajo del aceite en el motor debe estar alrededor de los 80ºC.

La densidad del aceite a esta temperatura es:

$$\rho_{80} = \rho_{15} - 0.00063 \cdot (80 - 15)$$

$$\rho_{80} = 0.89 - 0.00063 \cdot (65) = 0.849$$

La viscosidad en cSt a 40 ^{o}C según datos de CUBALUB es: υ_{40} = 140.0 cSt

La viscosidad en cSt a 100 ^{o}C según datos de CUBALUB es: υ_{100} = 15 cSt

Llevando estas dos viscosidades al diagrama viscosidad - temperatura de la ASTM se puede obtener la viscosidad en cSt, a 80 ^{o}C de donde:

υ_{80} =25 cSt.

Finalmente se hace necesario obtener la viscosidad dinámica del lubricante en centipoises a la temperatura de trabajo, la cual se calcula por la expresión:

$$\eta_{80} = \rho_{80} \cdot \upsilon_{80} \qquad (3.1)$$

De donde:

$$\eta_{80} = 0.849 \cdot 25 = 21.22\ cP$$

y en las unidades del sistema MKS

$$\eta_{80} = 1.02 \cdot 10^{-4} \cdot 21.22 = 21.64 \cdot 10^{-4}\ kgf \cdot s/m^2$$

3.6 Datos de los cojinetes de los muñones de biela.

Los datos del cojinete objeto de estudio en esta investigación son:

- Diámetro nominal del cojinete – d

$d = 85\,mm$

- Longitud de una mitad del cojinete – l

$l = 40\,mm$

- Relación $\frac{l}{d}$

$$\lambda = \frac{l}{d} = \frac{40}{85} \approx 0.5$$

- Angulo de abrace β

$$\beta = 360^{o}$$

Del análisis cinemático del mecanismo manivela-biela-pistón del motor se puede obtener que:

$$w_B = \frac{R \cdot w_c(\cos\alpha + \frac{R}{L} \cdot \cos 2\alpha) \cdot sen\beta}{L} \qquad (3.2)$$

Entonces para α=90^0

$$w_B = \frac{6.9 \cdot 157.1 \cdot (\cos 90^0 + \frac{6.9}{26} \cdot \cos 2 \cdot 90^0) \cdot sen\, 15.4^0}{26}$$

$$w_B = -3.03 \, rad/s$$

$$V = w_B \cdot \frac{d_1}{2}$$

$$V = -3.03 \cdot \frac{0.088}{2}$$

$$V = -0.133 \, m/s \qquad (3.3)$$

Donde:

d_1- Diámetro grande de la Biela en m.

w_B-Velocidad angular de la manivela.

- Cálculo de la carga radial resultante y su ángulo de inclinación.

$$R = \sqrt{R_t^{\,2}} + T_t^2 \qquad (3.4)$$

$$\Theta^0 = \tan^{-1}\frac{R_t}{T_t} \qquad (3.5)$$

Tabla 3.1- Valores de velocidades con respecto al ángulo de giro de la manivela.

α	0^0	90^0	180^0	270^0	360^0	372^0	450^0	540^0	600^0	720^0
β	0^0	15.4^0	0^0	-15.4^0	0^0	3.16^0	15.4^0	0^0	-13.3^0	0^0
$w_B(rad/s)$	0	-3.03	0	2.98	0	3.06	-3.03	0	6.08	0
n r/s	0	-0,48	0	0,47	0	0,48	-0,48	0	0,96	0
$V(m/s)$	0	-0.13	0	0.13	0	0.13	-0.13	0	0.27	0
R (kgf)	11130	2465	6410	1711	16820	23497	1109	5540	5164	11680
Θ ^{o}	0	-15.1	0	15.4	0	74.8	-15.3	0	43.3	0
P (kgf/m^2)	$33*10^5$	$73*10^4$	$19*10^5$	$51*10^4$	$50*10^5$	$70*10^5$	$33*10^4$	$16*10^5$	$15*10^5$	$35*10^5$

Selección de la clarencia diametral para iniciar los cálculos.

Según (Reshetov, 1985), la clarencia diametral relativa del cojinete de un cojinete de deslizamiento con lubricación hidrodinámica se puede elegir de forma tentativa por la siguiente expresión:

$\Psi = \Delta/d = 0{,}8 \cdot 10^{-3} (V)^{0{,}25}$

Donde:

d- diámetro del cojinete (mm)

V- velocidad periférica (m/s.)

Para V = 0,130 m/s y d= 85 mm, se obtiene que:

Δ = 0,040 mm

Alrededor de este valor se elegirán diferentes valores para realizar los cálculos de la película de lubricante.

- Carga radial sobre el cojinete R

Las cargas radiales sobre el cojinete se muestran también en la tabla 3.1.

Carga por unidad de área proyectada (p).

La carga por unidad de área proyectada se calcula por la expresión:

$$p = \frac{R}{l \cdot d} \tag{3.6}$$

Los valores de p calculados se muestran en la Tabla 3.1

3.7 Dependencia entre los parámetros de operación del cojinete y la clarencia diametral.

Para optimizar la operación del cojinete se varió el valor de la clarencia diametral desde $\Delta_{mín} = 20\ \mu m$ a $\Delta_{máx} = 100\ \mu m$ y se calculó para cada valor de Δ el número característico del cojinete o Número de Sommerfeld.

$$S = \left(\frac{d}{\Delta}\right)^2 \cdot \frac{\eta_{80} \cdot n}{p} \tag{3.7}$$

Donde:

$S \rightarrow Numero\ de\ Sommerfeld.$

$d \rightarrow Diametro\ del\ cojinete(mm).$

$\Delta \rightarrow Clarencia\ diametral(mm).$

$\eta_{70} \rightarrow Viscocidad\ a\ 80^{o}C\ en\ kgf \cdot seg/m^2$

$n \rightarrow Velocidad\ de\ giro\ del\ cojinete(rps).$

$p \rightarrow C\arg a\ por\ unidad\ de\ area\ proyectada(kgf/m^2).$

En dependencia de los valores del número de Sommerfeld se pueden obtener los valores de los números adimensionales.

$$Variable\ de\ espesor\ \text{minimo de la pelicula}\ \chi = \frac{h_{mín}}{c} \qquad c = \frac{\Delta}{2} \tag{3.8}$$

$$Variable de\ friccion = \left(\frac{r}{c}\right)\cdot f \tag{3.9}$$

$$Variable de\ flujo = \frac{Q}{d\cdot\Delta\cdot n\cdot l} \tag{3.10}$$

Estas variables aparecen ploteadas en función del número de Sommerfeld (S) en los gráficos (Shigley, 1985) para cojinete de diferentes valores de β y de $\lambda = \frac{l}{d}$.

3.8 Balance térmico del cojinete.

Conociendo el valor del cojinete de fricción f y el valor del flujo utilizado por el cojinete se puede hallar Δt de la ecuación de balance térmico del cojinete, como sigue.

Para un régimen estacionario de trabajo, la cantidad de calor W que se genera por la fricción en el cojinete tiene que ser igual a la cantidad de calor total que se disipe a través del aceite y del metal del cojinete. O sea:

$$W = W_1 + W_2$$

Donde:

$W \rightarrow calor\ generado\ por\ el\ cojinete(kcal/seg).$

$W_1 \rightarrow calor\ disipado\ por\ el\ aceite(kcal/seg).$

$W_2 \rightarrow calor\ dicipado\ por\ el\ metal\ del\ cojinnete(kcal/seg).$

Estos calores se calculan por las expresiones:

$$W = \frac{R\cdot V\cdot f}{427} \tag{3.11}$$

Donde:

$R \rightarrow carga\ radial\ sobre\ el\ cojinete(kgf).$

$V \rightarrow velocidad\ de\ deslizamiento(m/s).$

$f \rightarrow coeficiente\ de\ friccion$

$$W_1 = C \cdot \gamma \cdot Q \cdot \Delta t \qquad (3.12)$$

$$W_2 = \alpha \cdot \pi \cdot d \cdot b \cdot \Delta t \qquad (3.13)$$

Donde:

$\alpha \rightarrow coeficiente\ de\ transmision\ de\ calor(kcal/m^2 \cdot s \cdot^o C).$

$C \rightarrow calor\ especifico\ del\ aceite(kcal/kg).$

$\gamma \rightarrow peso\ especifico\ del\ aceite(kg/m^3).$

$d \rightarrow diametro\ del\ cojinete(m)$

$b \rightarrow ancho\ del\ cojinete\ (m)$

$Q \rightarrow flujo\ de\ aceite\ (m^3/seg)$

$f \rightarrow coeficiente\ de\ fricccion$

Sustituyendo y despejando Δt se obtiene:

$$\Delta t = \frac{R \cdot V \cdot f}{427 \cdot (C \cdot \gamma \cdot Q + \alpha \cdot \pi \cdot d \cdot b)} \qquad (3.14)$$

Además, teniendo en cuenta que para todas las marcas de aceite $C \cdot \gamma \cong 405$ y ún para cojinetes con intensiva derivación de calor, que es el caso analizado, producto de que todo el conjunto está bañado en aceite, $\alpha = 0.033\ kcal/m^2 \cdot s \cdot^o C$ y según datos de la bomba de aceite $Q = 1.8 * 10^{-3} m^3/seg$ se tiene que:

$$\Delta t = \frac{2507 \cdot 0.13 \cdot f}{427 \cdot (405 \cdot Q + 0.033 \cdot 3.14 \cdot 0.085 \cdot 0.040)}$$

$$\Delta t = \frac{325.91 \cdot f}{172\ 935 \cdot Q + 0.00035}$$

La temperatura media del aceite en el cojinete es según (Dobrovolski, 1975)

$$t_{med} = t_{ent} + \Delta t \qquad (3.15)$$

Donde la temperatura de entrada del aceite en el cojinete se supone igual a la temperatura en el cárter $t_{ent} = 50^{o} C$.

El espesor mínimo permisible de la película se calcula por la expresión:

$$h_{mín} = n \cdot (Rz_a + Rz_c) \qquad (3.16)$$

Donde:

Rz_a y $Rz_c \rightarrow$ son las alturas medias de las irregularidades de las superficies del árbol y del cojinete respectivamente.

$n \rightarrow$ Factor de seguridad. Para grado de exactitud 6 ó 7 se recomienda el rectificado fino de las superficies, o sea, $Rz = 0.8$ a $1.6\ \mu m$, admitiendo $Rz = 1.6\ \mu m$ y un factor de seguridad n = 3.0 se tiene que el espesor mínimo permisible de la película será:

$$h = 3.0 \cdot (1.6 + 1.6) = 9.6\ \mu m$$

Como temperatura máxima admisible se tomará $t_{med} = 70^{o} C$.

En los Anexos se muestran las tablas con los resultados del cálculo del espesor mínimo de la película y la temperatura del aceite en los cojinetes para los metales de biela del motor FIAT 8210. Como se puede apreciar en las tablas el espesor mínimo calculado para muchas de las posiciones angulares de la biela da extremadamente pequeño incluso da cero para muchas de las posiciones, sin embargo la temperatura del aceite en el cojinete se mantiene baja ya que el flujo de la bomba de aceite es lo suficientemente grande como para arrastrar todo el calor que se genera. Se concluye por lo tanto que se trata de cojinetes con lubricación de película límite, se hace

necesario realizar el cálculo considerando los cojinetes como de lubricación de película límite.

3.9 Cálculo de cojinetes con lubricación de película límite.

3.9.1 Cálculo de la limitación de las tensiones por contacto y reducir el desgaste.

Este cálculo se hace para los cojinetes, en los cuales la velocidad circunferencial del muñón, en el cojinete, no sobrepasa 0.1m/s y la cantidad de calor que se desprende es pequeña.

Estos son los cojinetes de los árboles oscilantes de distintas máquinas, de muchas máquinas de elevación, de transporte y agrícolas, de los conjuntos de marcha lenta de las máquinas de herramienta, etc. y es el caso específico de los cojinetes de los muñones de biela del motor FIAT 8210 en las cuales las bielas tienen precisamente un movimiento oscilante. En estos cojinetes el trabajo transcurre en un régimen de rozamiento mixto, siendo el lubricante líquido ó grasa. La referencia para el cálculo es la fórmula de Hertz para cilindro en contacto con cavidad cilíndrica (Pisarenko, 1989). Si en dicha fórmula se sustituye el valor de la curvatura $\frac{1}{\rho} = \frac{2 \cdot (D - d)}{D \cdot d} \approx \frac{2 \cdot \Delta}{d^2}$, siendo Δ la holgura diametral y se pone el valor de la holgura relativa $\psi = \frac{\Delta}{d}$, entonces después de algunas transformaciones se obtiene:

$$\psi \text{máx} = 2{,}88 \frac{\sigma^2 adm \cdot \text{sup}}{kE}, \qquad (3.17)$$

Aquí $k = \frac{R}{d \cdot b}$, es la carga convencional específica del cojinete, en kgf/cm^2

R es la carga radial sobre el cojinete en kgf. La carga radial máxima es:

R_{max} = 23 497 kgf

$\sigma adm \cdot \text{sup}$ es la tensión admisible por contacto que se elige para el material del buje (como el más suave) según sea la dureza:

$\sigma adm \cdot \text{sup} = (3 \div 5) \cdot HB \; kG/cm^2$

Donde HB es la dureza Brinnell del Babbit. Para los Babbit más blandos HB = 30

E es el módulo de elasticidad del Babbit: $E = 5200 \; kgf/cm^2$.

De donde:

$$k = \frac{23\,497}{8.5 \cdot 4.0} = 691\, kgf/cm^2$$

$$\psi máx = 2{,}88\,\frac{(150)^2}{691 \cdot 520000} = 1.80 \cdot 10^{-4}$$

$$\Delta = \psi \cdot d = 1.80 \cdot 10^{-4} \cdot 85 = 0.015\ mm = 15\ \mu m.$$

La clarencia diametral Δ entre el metal y el muñón de biela no debe ser mayor de Δ =15 µm pues en caso contrario las tensiones de contacto resultan muy grandes y se incrementa la posibilidad de desgaste intensivo y la posibilidad incluso de la picadura.

3.10 Cálculo para evitar el agarramiento.

Este cálculo se hace para los cojinetes que trabajan en condiciones de rozamiento mixto, siendo la velocidad circunferencial $v \geq 0{,}1 \quad {}^{m}\!/_{seg}$. Existen posiciones de la biela donde la velocidad periférica de deslizamiento entre muñón y biela es grande y hay que prevenir el contacto metálico en esas condiciones para evitar el agarramiento, que si es una avería destructiva de la superficie, tal como ocurrió en los metales averiados. Para evitar esta avería en todos los cojinetes de deslizamiento se limita la presión k de contacto pues si esta es muy elevada puede por sí sola destruir la superficie del metal. Se limita también la velocidad de deslizamiento pues si ella es muy elevada la cantidad de calor que se genera en el contacto metálico puede también destruir la superficie y se limita también el producto k · v que es un indicador de la potencia de fricción que esta derivándose en el cojinete que es la causante del agarramiento.

En el caso dado, sirve de valor previsto el producto kv, siendo $k = \frac{R}{d \cdot b}$ en ${}^{kgf}\!/_{cm^2}$ la carga convencional específica del cojinete y $v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 100}, en \ {}^{m}\!/_{seg}$ es la velocidad circunferencial del muñón. Aquí, l y d son la longitud y el diámetro correspondiente del cojinete, en cm, n es el número de r.p.m. del muñón.

El producto kv es un criterio suficiente de la capacidad del material de soportar la carga; este producto sólo permite dar una orientación para determinar el material.

Si se multiplican la presión k y la velocidad v se obtiene la expresión de la capacidad de trabajo del cojinete:

$$kv = \frac{R}{d \cdot b} \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 100} \leq [kv]adm.. \qquad (3.18)$$

Los valores admisibles de kv se dan en los manuales, para distintos materiales de cojinetes.

Según datos tomados de (Goytisolo, 1973) para los Babbits:

$$\bar{p}_{adm} = 30\ kgf/cm^2$$

$$\bar{v}_{adm} = 4.5\ m/s$$

$$\overline{kv}adm = 100\ kg - m/cm^2 - seg$$

Los valores calculados de estos parámetros son:

$$k_{\max} = \frac{R}{d \cdot b} = \frac{23497}{4.0 \cdot 8.5} = 691.08\ kgf/cm^2 > \bar{p}_{adm}$$

$$v_{\max} = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 100} = \frac{3.14 \cdot 85 \cdot 57.6}{60\ 000} = 0.25\ m/s < \bar{v}_{adm}$$

$$kv = \frac{23497}{4.0 \cdot 8.5} \cdot \frac{3.14 \cdot 85 \cdot 57.6}{60\ 000} = 177\ kgf - m/cm^2 - seg > \overline{kv}adm$$

De donde, para el cojinete analizado en el momento de R_{max} el valor de k da mucho mayor que la presión admisible para los Babbits, sin embargo hay que aclarar que esta presión ocurre sólo para una posición del cigüeñal y el suministra de aceite es grande lo que limita el incremento de la temperatura del metal. La velocidad v da menor que la admisible, sin embargo el producto k · v que es el indicador básico da mayor que el admisible. A pesar que estos resultados fueron calculados solamente para la posición con R_{max} y para cualquier otra posición del muñón la situación no es tan crítica, hay que concluir que la situación de los metales de bielas del motor FIAT 8210 no es cómoda y este conjunto de factores relacionados con la efectividad de la lubricación conducen a la falla del mismo. No obstante la conclusión más importante es que los metales no pueden estar ajustados a más de 15 μm, pues entonces el desgaste se produce progresivo pero muy intensamente, exactamente como ocurrió en los metales de estos cojinetes.

3.11 Conclusiones parciales del Capítulo.

1. Se aplicaron las Técnicas de Optimización para los Cojinetes de Deslizamiento para la Velocidad de Giro Mínima y para la velocidad de Giro Máxima, pudiendo comprobarse que para la Clarencia Diametral recomendada por el fabricante el cojinete opera deficientemente, ya que en las condiciones cubanas la temperatura ambiente es tan alta que no se puede garantizar una adecuada temperatura del aceite en el carter del motor.
2. Se pudo comprobar que la velocidad de giro del motor prácticamente no influye en el espesor de la película de lubricante en el cojinete ya que para ambas velocidades el valor máximo es prácticamente el mismo.
3. Se considera que esto se debe que este motor fue diseñado en Europa posiblemente para las condiciones normales de diseño t = 20 ^{o}C y en Cuba esa temperatura es muy superior a este valor.
4. Se investigo la posibilidad de que el cojinete trabajara en condiciones de lubricación hidrodinámica, demostrándose en el trabajo que esto resulta imposible el espesor de la película es fino, no obstante, la temperatura del aceite en el cojinete es adecuada.
5. Se evaluó el cojinete bajo las condiciones de lubricación de película límite y se pudo comprobar que la clarencia diametral máxima que garantiza un desgaste limitado del cojinete es de 15 μm para la carga radial máxima sobre el muñón. Para esa carga la presión de contacto es varias veces mayor que la permisible y el producto k·v también lo es, no obstante, estas condiciones críticas ocurren solamente en un instante del giro y no hay tiempo para que sus efectos perjudiciales se manifiesten.

Conclusiones

CONCLUSIONES GENERALES.

De los resultados y del alcance previsto en el siguiente proyecto se pueden plantar las siguientes conclusiones generales:

Se profundizó en las características y parámetros generales de los motores Diesel y se localizaron los datos necesarios del motor FIAT 8210 para realizar su cálculo térmico.

1. Se investigó en la literatura especializada la metodología necesaria para realizar el cálculo térmico obteniendo las presiones y temperaturas de cada uno de los procesos del ciclo de trabajo de un motor Diesel de cuatro tiempos.
2. Se realizó el cálculo térmico del motor Diesel FIAT 8210 y se obtuvieron los datos necesarios para construir el diagrama de presiones de los puntos característicos del ciclo de trabajo contra ángulo de giro del cigüeñal.
3. Se calcularon las fuerzas tangencial, radial y resultante sobre los muñones de las bielas y se evaluó con la fuerza radial correspondiente el espesor de la película, aplicando las técnicas de optimización de la lubricación hidrodinámica y se comprobó que bajo el carácter oscilante del movimiento de la biela es imposible lograr una película hidrodinámica estable.
4. Analizando el flujo de la bomba de aceite se pudo comprobar que a pesar de que la película de aceite es fina, el flujo es lo suficientemente grande para disipar el calor que se genera y la temperatura del aceite se mantiene en un valor normal.
5. Se evaluó la capacidad de carga de los cojinetes considerando la lubricación de película límite y se pudo comprobar que la clarencia diametral máxima que garantiza un desgaste limitado del cojinete es de 15 μm para la carga radial máxima sobre el muñón. Para esa carga la presión de contacto es varias veces mayor que la permisible y el producto $k \cdot v$ también lo es, no obstante, estas condiciones críticas ocurren solamente en un instante del giro y no hay tiempo para que sus efectos perjudiciales se manifiesten.

Recomendaciones

RECOMENDACIONES

1. Se recomienda controlar adecuadamente el ajuste de los metales de las bielas con relación a los muñones con vistas a garantizar que este se encuentre dentro de límites aceptables.
2. Se recomienda profundizar en las recomendaciones del fabricante del motor y de los metales con relación a este particular.

Bibliografía

BIBLIOGRAFIA

Agete, F., 1946. *La Caña de Azúcar en Cuba*, Neptuno S.A.

Alexeev, I. & Fernández, E., 1987. *Elementos de construcción y cálculo de motores de combustión interna*, La Habana: Pueblo y Educación.

Amador, M. & Gálvez, G., 1986. *Estudio de la Competencia en Diferentes Estadíos de Selección en la Caña de Azúcar*, Cienfuegos: Unidad de Producción.

Birger, I.A., Schorr, B.F. & Schneiderovich, R., 1966. *Cálculo de resistencia de piezas de máquinas*, Moscú: Mashinostroenie.

Birger, J. & Schneiderovich, R.M., 1996. *Cálculo de la Resistencia de Piezas de Máquinas*, Moscú: Mashinostroenie.

Colectivo de Autores, 1987. *El Proceso Azucarero. Instituto Superior Técnico de Cienfuegos*, Cienfuegos.

Choy, R. & Alexeev, I., 1990. *Elementos de construcción y cálculo de los motores de combustión interna*, La Habana: Editorial ENPES.

Dobrovolski, V., 1970. *Elementos de Máquinas*, Moscú: MIR.

Fedosiev, V., 1985. *Resistencia de Materiales*, Moscú: MIR.

Fernández leyva, G., 1983. *Resistencia de Materiales*, La Habana: Pueblo y Eduación.

Goytisolo, R., 2005. *Análisis y solución de la Avería del molino de Planta de Plástico Mixto de Cienfuegos*, Cienfuegos.

Hugot, E., 1974. *Manual para Ingenieros Azucareros*, México: Continental.

Iusilievich, G., 1988. *Elementos de Máquinas*, Moscú: Mashinostroenie.

Ivanov, M., 1991. *Elementos de Máquinas*, Moscú: Vischaya Schkola.

Jovaj, M.S. & Maslov, G., 1987. *Motores de Automóvil*, La Habana: Pueblo y Eduación.

Pareto, 1980. *Formulario de Mecánica*, Barcelona: CEAC S.A.

Pisarenko, G.F., 1979. *Manual de Resistencia de Materiales*, Moscú: MIR.

Reshetov, D., 1985. *Elementos de Máquinas*, La Habana: Pueblo y Eduación.

Shigley, J., 2001. *Diseño en Ingeniería Mecánica*, México: McGraw Hill Interamericana.

Stiopin, P., 1985. *Resistencia de Materiales*, Moscú: MIR.

Troshenko, V., 1987. *Resistencia a la fatiga de los metales y aleaciones*, Moscú: Kiev: Naukova Dumka.

Anexos

ANEXOS

Anexo. 1.

Tablas: Cálculo del espesor mínimo de la película y la temperatura del aceite en los cojinetes para los metales de biela. (para los distintos valores de Δ).

α^o	Δ μm	$\left(\frac{d}{\Delta}\right)$	$S=\left(\frac{d}{\Delta}\right)^2\frac{\eta\cdot n}{p}$	$\frac{h_o}{c}$	h_o μm	$\left(\frac{r}{c}\right)\cdot f$	f_o	Q m^3/s	Δt ^oC	t_{med} ^oC
0	20	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50
90	20	4250.0	0,02544491	0.08	0.8	1.41	0,00016	$1.8\cdot10^{-3}$	8,9069E-05	50,0000891
180	20	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50
270	20	4250.0	0,03583558	0.1	1	1.63	0,00019	$1.8\cdot10^{-3}$	7,3537E-05	50,0000735
360	20	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50

372	20	4250.0	0,00266414	0.0038	0.038	0.30	0,00003	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0,0001595	50,0001595
450	20	4250.0	0,05640176	0.15	1.5	2.10	0,00024	$1.8 \cdot 10^{-3}$	6,0274E-05	50,0000603
540	20	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0	50
600	20	4250.0	0,02425951	0.081	0.81	1.40	0,00016	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0,00038806	50,0003881
720	20	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0	50

α^o	Δ μm	$\left(\frac{d}{\Delta}\right)$	$S=\left(\frac{d}{\Delta}\right)^2\frac{\eta\cdot n}{p}$	$\frac{h_o}{c}$	h_o μm	$\left(\frac{r}{c}\right)\cdot f$	f_o	Q m^3/s	Δt ^oC	t_{med} ^oC
0	30	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50
90	30	4250.0	0,01130884	0.041	0.615	0.81	9,5E-05	$1.8\cdot10^{-3}$	5,2885E-05	50,0000529
180	30	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50
270	30	4250.0	0,01592692	0.046	0.69	0.82	9,6E-05	$1.8\cdot10^{-3}$	3,7155E-05	50,0000372
360	30	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50

372	30	4250.0	0,00118406	0.0015	0.0225	0.18	2,1E-05	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0,00011165	50,0001117
450	30	4250.0	0,02506744	0.082	1.23	1.41	0,00016	$1.8 \cdot 10^{-3}$	4,0182E-05	50,0000402
540	30	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0	50
600	30	4250.0	0,01078200	0.040	0.6	0.80	9,4E-05	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0,00022798	50,000228
720	30	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0	50

α^o	Δ μm	$\left(\frac{d}{\Delta}\right)$	$S=\left(\frac{d}{\Delta}\right)^2\frac{\eta\cdot n}{p}$	$\frac{h_o}{c}$	h_o μm	$\left(\frac{r}{c}\right)\cdot f$	f_o	Q m^3/s	Δt ^oC	t_{med} ^oC
0	40	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50
90	40	4250.0	0,00636122	0.026	0.52	0.53	6,2E-05	$1.8\cdot10^{-3}$	3,4514E-05	50,0000345
180	40	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50
270	40	4250.0	0,00895889	0.039	0.78	0.7	8,2E-05	$1.8\cdot10^{-3}$	3,1737E-05	50,0000317
360	40	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50

372	40	4250.0	0,00066603	0.00015	0.003	0.05	5,8E-06	$1.8 \cdot 10^{-3}$	3,0837E-05	50,0000308
450	40	4250.0	0,01410044	0.058	1.16	0.81	9,5E-05	$1.8 \cdot 10^{-3}$	2,3858E-05	50,0000239
540	40	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0	50
600	40	4250.0	0,00606487	0.022	0.44	0.50	5,8E-05	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0,00014067	50,0001407
720	40	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0	50

α^o	Δ μm	$\left(\frac{d}{\Delta}\right)$	$S=\left(\frac{d}{\Delta}\right)^2\frac{\eta\cdot n}{p}$	$\frac{h_o}{c}$	h_o μm	$\left(\frac{r}{c}\right)\cdot f$	f_o	Q m^3/s	Δt ^oC	t_{med} ^oC
0	50	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50
90	50	4250.0	0,00407118	0.019	0.475	0.39	4,5E-05	$1.8\cdot10^{-3}$	2,5051E-05	50,0000251
180	50	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50
270	50	4250.0	0,00573369	0.022	0.55	0.49	5,7E-05	$1.8\cdot10^{-3}$	2,21E-05	50,0000221
360	50	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50

372	50	4250.0	0,00042626	0.00033	0.0082	0.03	3,5E-06	$1.8 \cdot 10^{-3}$	1,86E-05	50,0000186
450	50	4250.0	0,00902428	0.029	0.725	0.73	8,5E-05	$1.8 \cdot 10^{-3}$	2,13E-05	50,0000213
540	50	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0	50
600	50	4250.0	0,00388152	0.018	0.45	0.35	4,1E-05	$1.8 \cdot 10^{-3}$	9,944E-05	50,0000994
720	50	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0	50

α^o	Δ μm	$\left(\frac{d}{\Delta}\right)$	$S=\left(\frac{d}{\Delta}\right)^2\frac{\eta\cdot n}{p}$	$\frac{h_o}{c}$	h_o μm	$\left(\frac{r}{c}\right)\cdot f$	f_o	Q m^3/s	Δt ^oC	t_{med} ^oC
0	60	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50
90	60	4250.0	0,00282721	0.01	0.3	0.25	2,9E-05	$1.8\cdot10^{-3}$	1,6144E-05	50,0000161
180	60	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50
270	60	4250.0	0,00398173	0.019	0.57	0.36	4,2E-05	$1.8\cdot10^{-3}$	1,6255E-05	50,0000163
360	60	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50

372	60	4250.0	0,00029602	0.00015	0.0045	0.015	1,7E-06	$1.8 \cdot 10^{-3}$	9,0385E-06	50,000009
450	60	4250.0	0,00626686	0.024	0.72	0.51	0,00006	$1.8 \cdot 10^{-3}$	1,5068E-05	50,0000151
540	60	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0	50
600	60	4250.0	0,0026955	0.009	0.27	0.24	2,8E-05	$1.8 \cdot 10^{-3}$	6,791E-05	50,0000679
720	60	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0	50

α^o	Δ μm	$\left(\frac{d}{\Delta}\right)$	$S=\left(\frac{d}{\Delta}\right)^2\frac{\eta\cdot n}{p}$	$\frac{h_o}{c}$	h_o μm	$\left(\frac{r}{c}\right)\cdot f$	f_o	Q m^3/s	Δt ^oC	t_{med} ^oC
0	70	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50
90	70	4250.0	0,00207713	0.008	0.28	0.22	2,5E-05	$1.8\cdot10^{-3}$	1,3917E-05	50,0000139
180	70	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50
270	70	4250.0	0,00292535	0.018	0.63	0.27	3,1E-05	$1.8\cdot10^{-3}$	1,1998E-05	50,000012
360	70	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50

372	70	4250.0	0,00021748	0.00011	0.00385	0.009	1,0E-06	$1.8 \cdot 10^{-3}$	5,3168E-06	50,0000053
450	70	4250.0	0,00460422	0.021	0.735	0.45	5,2E-05	$1.8 \cdot 10^{-3}$	1,3059E-05	50,0000131
540	70	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0	50
600	70	4250.0	0,00198037	0.007	0.245	0.19	2,2E-05	$1.8 \cdot 10^{-3}$	5,3358E-05	50,0000534
720	70	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0	50

α^o	Δ μm	$\left(\frac{d}{\Delta}\right)$	$S=\left(\frac{d}{\Delta}\right)^2\frac{\eta\cdot n}{p}$	$\frac{h_o}{c}$	h_o μm	$\left(\frac{r}{c}\right)\cdot f$	f_o	Q m^3/s	Δt ^oC	t_{med} ^oC
0	80	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50
90	80	4250.0	0,00159031	0.006	0.24	0.15	1,7E-05	$1.8\cdot10^{-3}$	9,4636E-06	50,0000095
180	80	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50
270	80	4250.0	0,00223972	0.0085	0.34	0.24	2,8E-05	$1.8\cdot10^{-3}$	1,0837E-05	50,0000108

360	80	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0	50
372	80	4250.0	0,00016651	0.00012	0.0048	0.005	5,8E-07	$1.8 \cdot 10^{-3}$	3,0837E-06	50,0000031
450	80	4250.0	0,00352511	0.018	0.72	0.29	3,4E-05	$1.8 \cdot 10^{-3}$	8,5388E-06	50,0000085
540	80	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0	50
600	80	4250.0	0,00151622	0.006	0.24	0.15	1,7E-05	$1.8 \cdot 10^{-3}$	4,1231E-05	50,0000412
720	80	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0	50

α^o	Δ μm	$\left(\frac{d}{\Delta}\right)$	$S=\left(\frac{d}{\Delta}\right)^2\frac{\eta\cdot n}{p}$	$\frac{h_o}{c}$	h_o μm	$\left(\frac{r}{c}\right)\cdot f$	f_o	Q m^3/s	Δt ^oC	t_{med} ^oC
0	90	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50
90	90	4250.0	0,00125654	0.005	0.225	0.13	1,5E-05	$1.8\cdot10^{-3}$	8,3502E-06	50,0000084
180	90	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50
270	90	4250.0	0,00176966	0.009	0.405	0.19	2,2E-05	$1.8\cdot10^{-3}$	8,5148E-06	50,0000085
360	90	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50

372	90	4250.0	0,00013156	0.0001	0.0045	0.004	4,7E-07	$1.8 \cdot 10^{-3}$	2,4989E-06	50,0000025
450	90	4250.0	0,00278527	0.0092	0.414	0.25	2,9E-05	$1.8 \cdot 10^{-3}$	7,2831E-06	50,0000073
540	90	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0	50
600	90	4250.0	0,001198	0.0041	0.1845	0.17	0,00002	$1.8 \cdot 10^{-3}$	4,8507E-05	50,0000485
720	90	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0	50

α^o	Δ μm	$\left(\frac{d}{\Delta}\right)$	$S=\left(\frac{d}{\Delta}\right)^2\frac{\eta\cdot n}{p}$	$\frac{h_o}{c}$	h_o μm	$\left(\frac{r}{c}\right)\cdot f$	f_o	Q m^3/s	Δt ^oC	t_{med} ^oC
0	100	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50
90	100	4250.0	0,0010178	0.0040	0.2	0.16	1,8E-05	$1.8\cdot10^{-3}$	1,002E-05	50,00001
180	100	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50
270	100	4250.0	0,00143342	0.0058	0.29	0.18	2,1E-05	$1.8\cdot10^{-3}$	8,1277E-06	50,0000081
360	100	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8\cdot10^{-3}$	0	50

372	100	4250.0	0,00010657	0.00012	0.006	0.003	3,5E-07	$1.8 \cdot 10^{-3}$	1,8609E-06	50,0000019
450	100	4250.0	0,00225607	0.0086	0.43	0.24	2,8E-05	$1.8 \cdot 10^{-3}$	7,0319E-06	50,000007
540	100	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0	50
600	100	4250.0	0,00097038	0.00015	0.0075	0.07	8,2E-06	$1.8 \cdot 10^{-3}$	1,9888E-05	50,0000199
720	100	4250.0	0	0	0	0	0	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0	50