

MATEMÁTICA FUNDAMENTAL
APLICADA EN MOTORES DE
COMBUSTIÓN INTERNA

Ing. Bolívar Alejandro Cuaical Angulo. Mgs

Ing. Celin Abad Padilla Padilla. Mgs

Ing. Luis Fernando Buenaño Moyano. Mgs

Ing. Luis Antonio Mena Navarrete. MsC



Departamento de Edición

Editado y distribuido por

© Casa Editora del Polo

© **Autores** Bolívar Alejandro Cuaical Angulo, Celín Abad Padilla Padilla, Luis Fernando Buenaño Moyano, Luis Antonio Mena Navarrete.

Sello Editorial: 978-9942-816

Manta, Manabí, Ecuador. 2019

Teléfono: (05) 6053240

https://www.casedelpo.com/

ISBNFísico: 978-9942-816-01-6

© Primera edición

© mayo - 2019

Impreso en Ecuador

Revisión, Ortografía y Redacción:

Lic. Jessica Mero Vélez

Diseño de Portada:

Erick Oswaldo Chiquito Pico

Diagramación:

Ing. Edwin Alejandro Delgado Veliz

Director:

Ing. Darwin Alex Roldán Mendoza, Mg.

Todos los libros publicados por la Casa Editora del Polo son sometidos previamente a un proceso de evaluación realizado por árbitros calificados.

Este es un libro digital y físico, destinado únicamente al uso personal y colectivo en trabajos académicos de investigación, docencia y difusión del Conocimiento, donde se debe brindar crédito de manera adecuada al autor.

© Reservados todos los derechos. Queda estrictamente prohibida, sin la autorización expresa de los autores, bajo las sanciones establecidas en las leyes, la reproducción parcial o total de este contenido, por cualquier medio o procedimiento.



Constancia de Arbitraje

La Casa Editora del Polo, hace constar que este libro proviene de una investigación realizada por los autores, siendo sometido a un arbitraje bajo el sistema de doble ciego (peer review), de contenido y forma por jurados especialistas. Además, se realizó una revisión del enfoque, paradigma y método investigativo; desde la matriz epistémica asumida por los autores, aplicándose las normas APA, Sexta Edición, proceso de anti-plagio en línea iThenticate, garantizándose así la científicidad de la obra.

Comité Editorial

Abg. Néstor D. Suárez-Montes
Casa Editora del Polo (CASEDELPO)

Dra. Juana Cecilia Ojeda
Universidad del Zulia, Maracaibo, Venezuela

Ph. D. Marco A. Zaldumbide-Verdezoto
Universidad Central del Ecuador, Quito, Ecuador

Ing. Vanessa Quishpe-Morocho
Universidad Tecnológica Israel, Quito, Ecuador

Dra. Raquel Zoraya Lamus-García
Universidad Bolivariana de Venezuela, Venezuela

Dra. Maritza Berenguer-Gouarnaluses
Universidad Santiago de Cuba, Santiago de Cuba, Cuba

Dr. Víctor Reinaldo Jama-Zambrano
Universidad Laica Eloy Alfaro de Manabí, Ext. Chone

Dra. Tibusay Milene Lamus de Rodríguez
Universidad Nacional Experimental “Francisco de Miranda, Venezuela



INDICE

INTRODUCCIÓN.....	9
CAPITULO I.....	11
PARÁMETROS GEOMETRICOS Y FISICOS DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.....	13
CAPITULO II.....	21
CÁLCULO DE LOS TIEMPOS DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.....	23
CAPITULO III.....	45
PARÁMETROS QUE CARACTERIZAN A UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.....	47
PROBLEMAS RESUELTOS.....	56
CAPITULO IV.....	69
SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DEL MOTOR DE COMBUSTION INTERNA.....	71
PROBLEMAS RESUELTOS.....	74
PROBLEMAS PROPUESTOS.....	80
CAPITULO V.....	91
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	93
PROBLEMAS RESUELTOS.....	97
PROBLEMAS PROPUESTOS.....	100
CAPITULO VI.....	105
SISTEMA DE LUBRICACIÓN.....	107
CÁLCULO DE LOS COJINETES.....	108
CÁLCULO DE LA BOMBA DE ACEITE.....	111
PROBLEMAS RESUELTOS.....	112
PROBLEMAS PROPUESTOS.....	116

CAPITULO VII.....	121
SISTEMA DE ENCENDIDO DEL MOTOR.....	123
PROBLEMAS RESUELTOS.....	125
PROBLEMAS PROPUESTOS.....	129
CAPITULO VIII.....	137
SISTEMA DE INYECCIÓN ELECTRÓNICA DE COMBUSTIBLE.....	139
PROBLEMAS RESUELTOS.....	141
PROBLEMAS PROPUESTOS.....	145
CAPITULO IX.....	153
CANTIDAD INYECTADA DE DIÉSEL EN EL CILINDRO.....	155
PROBLEMAS RESUELTOS.....	156
CAPITULO X.....	169
BOMBAS DE INYECCIÓN DE COMBUSTIBLE.....	171
PROBLEMAS RESUELTOS.....	173
PROBLEMAS PROPUESTOS.....	177
CÁLCULOS TOTALES DE MOTOR CHEVROLET 1300 CC.....	203
SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN.....	210
LAPSOS QUE CUMPLE EL MOTOR EN SUS DIFERENTES ETAPAS	214
REFRIGERACIÓN DEL MOTOR.....	216
LUBRICACIÓN DEL MOTOR.....	222
SISTEMA DE ENCENDIDO.....	226
CAPITULO XI.....	229
ANÁLISIS DEL CICLO DE TRABAJO DE UN MOTOR A DIÉSEL PARA INSTALARLO EN UN AUTOMOVIL	231
BIBLIOGRAFÍA.....	245

INTRODUCCIÓN

Este trabajo es el resultado de una recopilación de ejercicios resueltos y propuestos referente a motores de combustión interna a gasolina y diésel, sacados de la experiencia de la docencia y trabajos experimentales en los laboratorios de las Carrera de Ingeniería Automotriz de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo y de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE-Extensión Latacunga.

Los ejercicios resueltos y propuestos están basados en los sistemas principales que conforman el motor de combustión interna, enfocando en el comportamiento, funcionamiento y aplicación de los diferentes sistemas que se implementa en dichos motores.

Se presenta a disposición de los estudiantes, docentes y público en general, este material bibliográfico para poder entender con más profundidad los cálculos aplicados en los motores de combustión interna.

CAPITULO I



PARÁMETROS GEOMETRICOS Y FISICOS DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

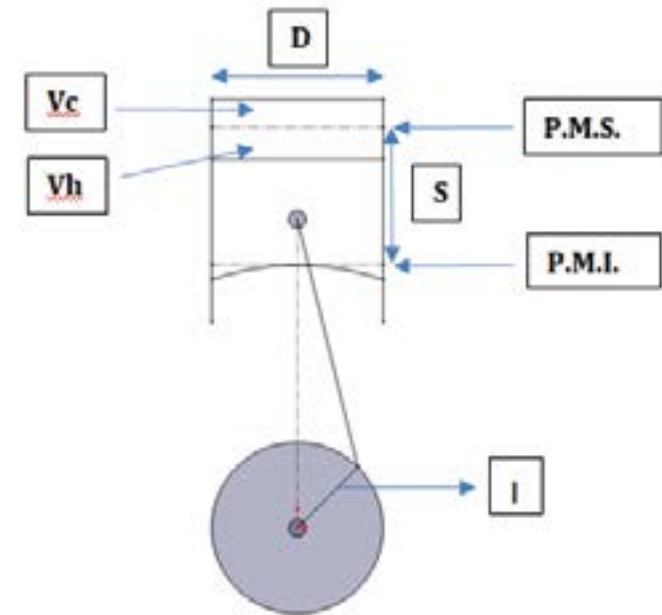


Figura1. Esquema de un M.C.I.

Fuente:Autores

• Cilindrada por cilindro:

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} s$$

D= Diámetro del cilindro(cm)

Vh= Volumen del cilindro (cm³)

s= Carrera (cm)

• **Cilindrada total:**

$$V_H = V_h \cdot i$$

i = Número de cilindros

V_h = Cilindrada total (cm³)

• **Volumen total del cilindro:**

$$V_a = V_h + V_c$$

V_a =Volumen total del cilindro (cm³)

• **Relación de compresión:**

$$\epsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

V_c =Volumen de la cámara de combustión (cm³)

ϵ = Relación de compresión

• **Recorrido del pistón:**

$s=2l$

l =Radio del del Cigüeñal (cm)

CICLO OTTO (Isocórico)

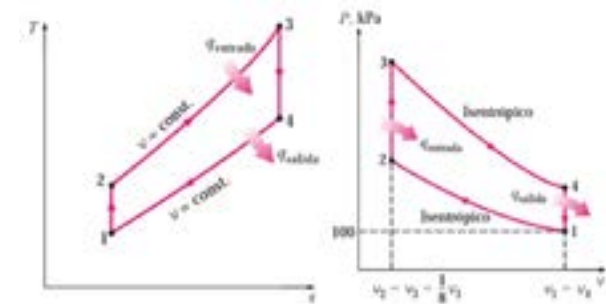


Ilustración 1 Diagrama presión vs volumen

(Cengel & Boles, 2009)

• **Calor extraído:**

$$q_2 = c_v(T_b - T_a)$$

T_a = Temperatura de admisión (°K)

T_b =Temperatura de expansión (°K)

q_2 =Cantidad de calor extraído (KJ/kg)

• **Calor suministrado:**

$$q_1 = c_v(T_z - T_c)$$

T_z =Temperatura de combustión (°K)

T_c =Temperatura de compresión (°K)

q_1 =Cantidad de calor suministrado(KJ/kg)

c_v = Calor específico a volumen constante (0,718 (KJ/kg.°K))

• **Eficiencia térmica:**

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_b - T_a}{T_z - T_c} \quad \eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$$

k= Coeficiente adiabático

η_t = Eficiencia térmica

• **Trabajo del ciclo:**

$$q_c = q_1 - q_2$$

q_c =Trabajo del ciclo (KJ/kg)

• **Presión media del ciclo:**

$$P_{mc} = P_a \left(\frac{\epsilon^k (\lambda - 1)}{(\epsilon - 1)(k - 1)} \right) \eta_t$$

P_a =Presión de admisión(Pa)

λ =Grado de elevación de la presión

P_{mc} =Presión media del ciclo (Pa)

• **Temperatura de compresión:**

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{k-1} = T_a \epsilon^{k-1}$$

• **Temperatura de combustión:**

$$T_z = T_c \left(\frac{P_z}{P_c} \right) = \lambda T_c = \lambda \epsilon^{k-1} T_a$$

• **Temperatura de expansión:**

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{k-1} = T_z \left(\frac{V_c}{V_a} \right)^{k-1} = T_z \left(\frac{1}{\epsilon^{k-1}} \right) = \lambda T_a$$

CICLO DIÉSEL (Isobárico)

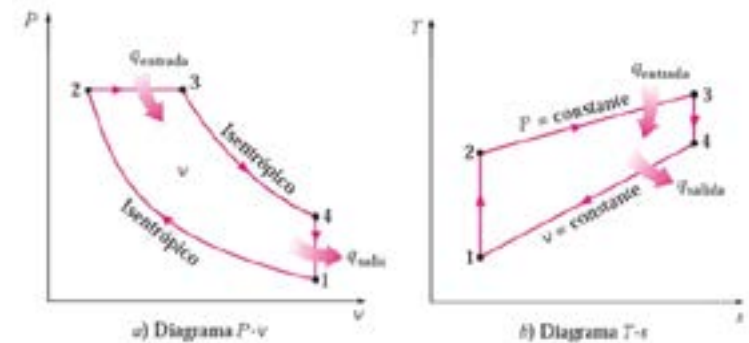


Ilustración 2 Diagrama presión vs volumen, temperatura vs entropía
(Cengel & Boles, 2009)

• **Relación de compresión:**

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c}$$

- Grado de expansión previa:

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{T_z}{T_c}$$

ρ =Grado de expansión previa

- Calor sustraído:

$$q_2 = C_v(T_b - T_a)$$

- Calor entregado:

$$q_1 = C_p(T_z - T_c)$$

- Eficiencia térmica:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{C_v(T_b - T_a)}{C_p(T_z - T_c)} \quad \eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}$$

C_p = Calor específico a presión constante

- Relaciones:

$$\frac{C_v}{C_p} = \frac{1}{k}$$

- Presión media del ciclo:

$$P_{mc} = \frac{P_a \epsilon^k k(\rho - 1)}{(\epsilon - 1)(k - 1)} \eta_t$$

CICLO MIXTO (Isocórico e Isobárico)

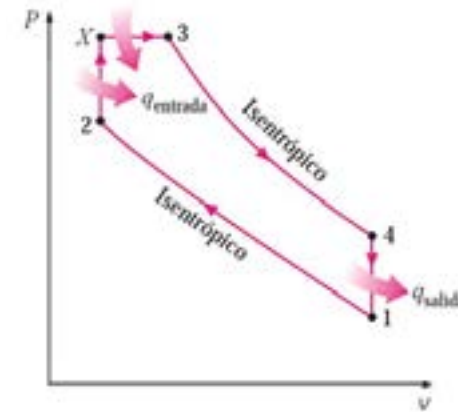


Ilustración 3 Diagrama presión vs volumen
(Cengel & Boles, 2009)

- Grado de expansión previa:

$$\rho = \frac{V_z}{V_{z'}} = \frac{T_z}{T_{z'}}$$

- Calor aportado:

$$q_1 = q_1' + q_1'' = C_v(T_{z'} - T_c) + C_p(T_z - T_{z'})$$

q_1'' = Calor aportado a presión constante (KJ/kg)

q_1' = Calor aportado a volumen constante (KJ/kg)

$$q_1 = C_v T_c \left[\left(\frac{T_{z'}}{T_c} - 1 \right) + \frac{C_p}{C_v} \frac{T_{z'}}{T_c} \left(\frac{T_z}{T_{z'}} - 1 \right) \right]$$

$$q_1 = C_v T_c [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]$$

Donde: $T_c = T_a \varepsilon^{k-1}$

- Eficiencia térmica:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{C_v(T_b - T_a)}{C_v T_c [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}$$

- Calor sustraído:

$$q_2 = C_v(T_b - T_a)$$

- Presión media del ciclo:

$$P_{mc} = \frac{P_a \varepsilon^k [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}{(\varepsilon - 1)(k - 1)} \cdot \eta_t$$

FORMACIÓN DE LA MEZCLA ESTEQUIMETRICA:

- Coeficiente de exceso de aire:

$$\alpha = \frac{l}{l_0}$$

$$\alpha = 0,8 - 0,9 \text{ M.G.}$$

$$\alpha = 1,2 - 1,5 \text{ M.D.}$$

l = Masa real de aire en combustión de 1kg de combustible.

l_0 = Cantidad teórica necesaria (kg).

α = Coeficiente de exceso de aire

(Jóvaj & Máslov, 1973). Ciclos teóricos de los motores de embolo de combustión interna: Pg. 79-92, Motores de Automóvil

CAPITULO II

CÁLCULO DE LOS TIEMPOS DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA:

Admisión:

- Cantidad máxima de aire en masa:

$$G_0 = V_a \rho_0$$

V_a = Volumen total del cilindro (cm^3)

ρ_0 =Densidad del aire a presión y temperatura ambiente (kg/cm^3)

G_0 =Cantidad máxima de aire en masa (kg)

- Masa de la carga en admisión:

$$G = \rho_a V_a = \rho_0 V_a \frac{P_a}{P_0}$$

G = Masa de la carga a P_a, T_a y ρ_a (kg)

- Pérdidas de presión:

$$\Delta P_a = P_s - P_a = (1 + \xi_0) \frac{W_{ad}^2}{2} \rho_s$$

$$\Delta P_a = (1 + \xi_0) \frac{W_{ad}^2}{2g} \gamma_0 \left(\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right)$$

P_a =Presión al final de la admisión (Pa)

ξ_0 =Coeficiente de resistencia

γ_0 = Densidad del aire en (kgf/cm^3)

ΔP_a =Pérdidas de presión (Pa)

P_s =Presión de sobrealimentación (Pa)

W_{ad} =Velocidad media movimiento de la válvula (45- 70)
m/s

Sin sobrealimentación:

$$P_s = P_o$$

$$\rho_s = \rho_o$$

$$P_a = P_s - \Delta P_a$$

$$P_a = (0,8 - 0,9)P_o$$

Con sobrealimentación:

$$P_a = (0,9 - 0,96)P_s$$

P_o =Presión atmosférica (Pa)

• **Densidad del aire al finalizar la admisión:**

$$\rho_a = \frac{P_a}{RT_o} \quad \rho_a = \frac{P_a}{P_o} \rho_o$$

ρ_o = Densidad del aire a presión y temperatura ambiente (kg/
cm³)

ρ_a = Densidad del aire al finalizar la admisión (kg/cm³)

• **Temperatura de la carga al terminar el llenado:**

$$T'_o = T_o + \Delta T$$

ΔT = Diferencia de temperatura de la carga (°K)

T'_o = Temperatura de la carga al culminar el llenado (°K)

T_o =Temperatura ambiente (°K)

• **Perdidas en masa de carga debido a las restricciones hidráulicas:**

$$\Delta G = G_o - G = \rho_o V_o - \rho_o V_o \frac{P_a}{P_o}$$

$$\Delta G = \rho_o V_o \left(1 - \frac{P_a}{P_o}\right) \quad \Delta G = \rho_o V_a \left(1 - \frac{P_a T_o}{P_o T'_o}\right)$$

ΔG =Perdida de masa por restricciones hidráulicas (kg)

• **Cantidad de carga permitida:**

$$G' = \rho_o V_a \frac{P_a T_o}{P_o T'_o}$$

G' = Temperatura de la carga al culminar el llenado (°K)

• **Densidad de la carga al terminar admisión:**

$$\rho = \frac{P_a}{RT'_o} \quad \rho = \rho_o \frac{P_a T_o}{P_o T'_o}$$

R =Constante universal de los gases $\left(287 \frac{J}{kg \cdot ^\circ K}\right)$

ρ =Densidad de la carga al terminar la admisión (gr/cm³)

- **Coefficiente de gases residuales:**

$$Y_{res} = \frac{M_r}{M_1}$$

γ_{res} =Coeficiente de gases residuales

γ_{res} = 0,06 a 0,10 M.G.)

γ_{res} = 0,03 a 0,06 M.D

γ_{res} = 0,4 (2 tiempos)

M_r =Cantidad de gases residuales (kmol)

M_1 =Cantidad de carga fresca (kmol)

- **Cantidad de calor que aporta la carga fresca tomando en cuenta la temperatura de las paredes del cilindro:**

$$Q_{cf} = c_p G_1 (T_o - \Delta T)$$

G_1 =Cantidad real de carga fresca que ingresa al cilindro (gr)

Q_{cf} =Cantidad de calor por las paredes del cilindro (KJ)

- **Temperatura al finalizar la admisión:**

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + Y_{res} T_r}{1 + Y_{res}}$$

T_a = Temperatura de la mezcla al finalizar la admisión (°K)

T_r = Temperatura gases combustionados (°K)

T_r =900 a 1000°K MG

T_r =700 a 900°K MD

P_r =1,1 a 1,25 bar Presión al final de escape

- **Cantidad de calor que conservan los gases residuales:**

$$Q_r = c_p'' G_r T_r$$

c_p'' = Capacidad calorífica de combustión a presión=cte. $\left(\frac{KJ}{kg \cdot ^\circ K}\right)$

G_r = Cantidad de gases residuales (gr)

Q_r = Cantidad de calor de los gases residuales (KJ)

R_m = Constante de los gases residuales $\left(\frac{KJ}{kg \cdot ^\circ K}\right)$

$$G_1 + G_r = \frac{P_a V_a}{R_m T_a}$$

- **Cantidad de calor por la mezcla de los gases residuales y la carga fresca:**

$$Q_m = c_{pm} (G_1 + G_r) T_a$$

$$Q_m = Q_{cf} + Q_r$$

Q_m = Cantidad calor al mezclarse con gases residuales (KJ)

c_{pm} = Calor específico de la mezcla a presión constante

- **Coefficiente de llenado:**

$$\eta_v = \frac{G_1}{G_o}$$

G_o = Cantidad de carga fresca que entra al cilindro (gr)

η_v = Coeficiente de llenado

$$\eta_v = \frac{P_a V_a R_o T_o}{R_m T_a P_o V_h} \frac{1}{1 + \gamma_{res}}$$

$$\eta_v = \frac{\epsilon P_a T_o}{\epsilon - 1 P_o T_a (1 + \gamma_{res})} \quad \eta_v = \frac{\epsilon P_a T_o}{\epsilon - 1 P_o T_o + \Delta T + T_r \gamma_{res}}$$

- Cantidad de carga fresca que podría entrar al cilindro:

$$G_o = \frac{P_o V_h}{R_o T_o}$$

R_o =Constante universal de los gases $\left(\frac{KJ}{kg \cdot ^\circ K}\right)$

R_m =Constante de los gases residuales $\left(\frac{KJ}{kg \cdot ^\circ K}\right)$

Con sobrealimentación:

$$T_o = T_s$$

$$\rho_o = \rho_s$$

Sin tomar en cuenta relleno y soplado:

$$\varphi_1 = \varphi_2 = 1$$

$$\gamma_{res} = \frac{T_o + \Delta T}{T_r} \frac{P_r}{\epsilon P_a - P_r}$$

T_s =temperatura de sobrealimentación

φ_2 - Coeficiente de soplado, que tiene en cuenta el barrido complementario de los cilindros en el período de traslape de las válvulas mientras el émbolo se encuentra cercano al P.M.S.

φ_1 - Coeficiente de relleno, que tiene en cuenta la cantidad adicional de carga que entra en el cilindro mientras el émbolo se desplaza desde el P.M.I. hasta el instante en que se cierra la válvula de admisión.

COMPRESIÓN:

- Relación de compresión:

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c}$$

V_c =Volumen al finalizar la compresión (cm³)

V_a =Volumen final de admisión o inicio de compresión (cm³)

- Presión al finalizar la compresión:

$$P_c = P_a \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1}$$

$$P_c = P_a \epsilon^{n_1}$$

P_c =Presión al finalizar la compresión (Pa)

n_1 =Constante politrópica $\approx 1,34$

- Temperatura al finalizar la compresión:

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1}$$

• **Presión máxima del proceso:**

$$P_z = \beta P_c \frac{T_z}{T_c}$$

$$\frac{P_z}{P_c} \frac{V_z}{V_c} = \frac{M_z + M_r T_z}{M_z + M_r T_c} = \beta \frac{T_z}{T_c}$$

β =Coeficiente real de variación molecular

β =1,06 a 1,08 M.G.

β =1,03 a 1,06 M.D.

P_z =Presión máxima del proceso (Pa)

• **Presión real máxima:**

$$P_{z1} = 0,85 P_z$$

P_{z1} = Presión real máxima (Pa)

• **Grado de aumento de la presión:**

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}$$

• **Grado de expansión previa:**

$$\rho = \frac{V_z}{V_c}$$

• **En un proceso mixto:**

$$\rho \lambda = \beta \frac{T_z}{T_c}$$

Tabla 1. Parámetros del ciclo de combustión de los motores

Tipo del motor						
Gasolina	0,8-0,9	0,85-0,95	2500-2700	3,0-4,0	1	25-50
Diesel	1,2-1,5	0,70-0,85	1900-2200	1,4-2,2	1,7-1,2	50-90
De gas	0,95-1,1	0,8-0,85	2200-2500	-	1	25-45

COMBUSTIÓN:

• **Presión al finalizar la combustión:**

$$P_b = P_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2}$$

P_b = Presión al finalizar la combustión (Pa)

n_2 = Coeficiente politrópico

• **Grado de combustión:**

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} \quad \delta = \epsilon = \frac{V_b}{V_x} = \frac{V_a}{V_c} = (MG)$$

δ =Grado de combustión

• **Presión al finalizar la combustión:**

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

• **Temperatura al finalizar la combustión en el Diésel:**

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

- Temperatura al final de expansión en los motores de encendido por chispa:

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}$$

(Jóvaj & Máslov, 1973). Estudios de los procesos que tienen lugar en los motores del automóvil: Pg. 120-182, Motores de Automóvil

PROBLEMAS RESUELTOS:

1. Al estudiar un motor de encendido por chispa de cuatro cilindros, con una relación de compresión de 10,3:1; se encuentra que la cantidad de calor suministrado en la combustión es de 2200 KJ/kg, cuando la temperatura y presión al final de admisión es 27°C y 1 bar, respectivamente. Si se asume que durante la admisión se llena todo el cilindro, calcule:

- La temperatura máxima del ciclo.
- El trabajo neto del ciclo.
- La eficiencia térmica.

Asuma el coeficiente adiabático $k = 1,4$ y

Datos:

$i = 4$

$\varepsilon = 10,3$

$q_1 = 2200$ KJ/kg

$T_a = 27^\circ\text{C} = 300^\circ\text{K}$

$P_a = 1$ bar = 100KPa

a. $T_z = ?$

- $q_c = ?$
- $\eta_b = ?$

Respuesta:

- La temperatura más alta está al finalizar la combustión:

$$T_c = T_a \varepsilon^{k-1}$$

$$T_c = (300)10,3^{(1,4-1)}$$

$$T_c = 762,53^\circ\text{K}$$

$$q_1 = c_v(T_z - T_c)$$

$$2200 = 0,718(T_z - 762,53)$$

$$T_z = 3826,6^\circ\text{K}$$

- Calculo del rendimiento térmico:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{(10,3)^{(1,4-1)}}$$

$$\eta_t = 0,60 \rightarrow 60\%$$

- A partir del rendimiento térmico y el calor aportado se haya el trabajo del proceso:

$$\eta_t = \frac{q_c}{q_1}$$

$$q_c = \eta_t \cdot q_1$$

$$q_c = (0,60)(2200)$$

$$q_c = 1320 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

2. Cuál será la relación de compresión de un motor con ciclo Otto sin sobrealimentación que se encuentra trabajando en una ciudad cuya temperatura ambiente es 20°C; sabiendo que la presión al final del escape es de 1,2 bares y la temperatura de los gases alcanzan los 637°C. Mediante el uso de un vacuómetro se determina que la presión en la admisión disminuye en un 15% de la presión atmosférica (1 bar) mientras que la temperatura de la mezcla está a 55°C. El coeficiente de gases residuales es de 0,06. (Para el ejercicio no tome en cuenta el relleno y soplado de los gases)

Datos:

$$\eta_t = \frac{q_c}{q_1}$$

$$q_c = \eta_t \cdot q_1$$

$$q_c = (0,60)(2200)$$

$$q_c = 1320 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

• **Respuesta:**

Se encuentra el calentamiento de la carga en la admisión ():

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_{res} T_r}{1 + \gamma_{res}}$$

$$\Delta T = T_a(1 + \gamma_{res}) - T_o - \gamma_{res} T_r$$

$$\Delta T = 328(1 + 0,06) - 293 - 0,06(910)$$

$$\Delta T = 0,08^\circ K$$

Como no se toma en cuenta relleno y soplado: por lo tanto:

$$\gamma_{res} = \frac{T_o + \Delta T}{T_r} \frac{P_r}{\epsilon P_a - P_r}$$

$$\gamma_{res}(\epsilon P_a - P_r) = \frac{P_r(T_o + \Delta T)}{T_r}$$

$$\epsilon = \frac{\left[\frac{P_r(T_o + \Delta T)}{T_r \gamma_{res}} + P_r \right]}{P_a}$$

$$\epsilon = \frac{\left[\frac{120(293 + (0,08))}{910(0,06)} + 120 \right]}{P_a}$$

Pero: como la presión en la admisión disminuye un 15%

$$P_a = (0,85)P_o$$

$$\epsilon = \frac{\left[\frac{120(293 + (0,08))}{910(0,06)} + 120 \right]}{0,85(100)}$$

$$\epsilon = 8,99:1$$

$\epsilon \approx 9:1$ Relación de compresión

PROBLEMAS PROPUESTOS:

1. Calcule la disminución de masa de la carga debido a las resistencias hidráulicas dentro de un motor Diésel de 6 cilindros, si se conoce que la presión en la admisión es 1,4 bares, el volumen total del cilindro es 996 cm³. El motor está trabajando a temperatura y presión ambiente (20 °C y 1 bar). R = 287 (J/kg. °K)

Respuesta: $\Delta G = 3,38 \times 10^{-4} \text{ kg}$

2. En el ciclo de un motor de combustión interna, con adición isobárica de calor, los parámetros al comienzo de la compresión son: 0,1 MPa y 80°C. La relación de compresión y el calor suministrado, . Determinar los parámetros en los puntos característicos del ciclo, el trabajo útil y el rendimiento térmico. El fluido operante es el aire.

Respuesta:

$$P_c = 4,85 \text{ MPa} ; P_b = 0,227 \text{ MPa} ; T_c = 1070 \text{ °K} ;$$

$$T_z = 1920 \text{ °K} ; T_b = 797 \text{ °K} ;$$

$$q_c = 529 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} ; \eta_t = 0,623$$

3. A un motor 1,6 lt de cuatro cilindros sin sobrealimentación se lo hace funcionar en un ambiente a 1 atm de presión y 17°C. Calcule la densidad del aire en la admisión y la masa de la carga, si los cilindros se llenan completamente y la presión de admisión disminuye en un 15% de la presión atmosférica. Asuma la constante universal de los gases como R = 287 J/kg.°K

Respuesta: $\rho_a = 1,03 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ y $G = 0,41 \text{ g}$

4.Cuál es el coeficiente de gases residuales en un motor de combustión interna cuya relación de compresión es 9,5:1 y donde la temperatura y presión en la admisión es 400°K y 0,90 kgf/cm², respectivamente; la diferencia de temperatura de la carga es 20°C, el coeficiente de llenado de los cilindros es 0,85; la temperatura de los gases quemados es 960°K y la presión atmosférica es 1 bar.

Respuesta: $\gamma_{res} = 0,039$

5. Para un motor con ciclo Diésel la relación de compresión es de 15:1 y el trabajo aportado es 444 Kcal/kg. Al empezar el proceso de compresión la presión es de 1,08 kgf/cm² y la temperatura de 288,7 °K, así como también la temperatura al final de expansión es 800 °K. Calcular:

- La temperatura y presión en cada punto del ciclo.
- El rendimiento térmico del ciclo.
- La presión media efectiva.

Para la Respuesta asuma los siguientes valores:

$$R = 29,26 \frac{\text{kgf.m}}{\text{kg.}^\circ\text{K}} ; c_p = 0,24 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg.}^\circ\text{K}} ; k = 1,4$$

Respuesta:

$$a. \quad P_D = 3 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} ; \quad T_c = 852,57^\circ\text{K} \text{ y } P_2 = P_c = 47,9 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} ;$$

$$T_2 = 2702,57^\circ\text{K}$$

$$b. \quad \eta_t = 55\%$$

$$c. \quad P_{mc} = 14,3 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

6. Con una razón de compresión de 14,5 un motor Diésel ideal toma aire a 13 psi al comenzar compresión; se inyecta combustible a 764,33 °F en una cantidad de m=0,0333 lb, alcanzando

una temperatura al final de combustión de 1020 °F. Considere los gases antes de la combustión como aire puro. Determine:

- La eficiencia térmica.
- La presión media efectiva.

Tome en cuenta que en los motores Diésel (ciclo ideal) la inyección se realiza al final de compresión.

Respuesta:

$$a. \eta_t = 65,7\%$$

$$b. P_{mc} = 30,87 \text{ psi}$$

7. Un motor que funciona con gasolina tiene una relación de compresión = 7,5 trabaja partiendo de las condiciones de aspiración de 0,998 kg/cm² y 29,4°C. Encuentre la presión y la temperatura al final de la compresión:

- Si la sustancia de trabajo es aire frío (k = 1,4)
- Si la sustancia de trabajo es aire caliente (k = 1,32)
- Determine el rendimiento térmico ideal basándose en las condiciones que se dan en los incisos a y b. Compare las respuestas.

Respuesta:

$$a. P_c = 16,7 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \text{ y } T_c = 404,03^\circ\text{C}$$

$$b. P_c = 14,3 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \text{ y } T_c = 303,24^\circ\text{C}$$

$$c. \eta_t = 55,3\% (a) \text{ y } \eta_t = 47,5\% (b)$$

8. En un motor a gasolina de 4 cilindros y 4 tiempos, con una cilindrada total de 2,2 lt. y relación de compresión igual a 10, la mezcla al principio de compresión tiene una presión de 100 KPa y 60°C, llegando a un a presión máxima del ciclo de 8 MPa. Determine:

- Las temperaturas en cada ciclo.
- El trabajo neto del ciclo.
- La presión media efectiva.
- La eficiencia térmica.

Para el ejercicio el coeficiente adiabático es de 1,3 y el calor específico a volumen constante es 711,5 (J/kg.°K).

Respuesta:

$$a. T_a = 333 \text{ }^\circ\text{K}; T_c = 664,4 \text{ }^\circ\text{K}; T_2 = 2663,8 \text{ }^\circ\text{K}; T_b = 1335 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$b. q_c = 0,707 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$$

$$c. P_{me} = 1104,05 \text{ KPa} \quad \eta_t = 49,8\%$$

9. Un motor de ciclo mixto con una relación de compresión de 14:1. Al inicio del proceso de compresión la mezcla se encuentra a 100 KPa y 300 °K, alcanzando una temperatura al final de combustión de 2200 °K y al final de expansión 1236,3 °K. En la combustión se le transfiere calor a razón de 1520,4

KJ/kg. Calcule:

- La temperatura al final del proceso de combustión a volumen constante.
- La eficiencia térmica del ciclo.

Asuma los siguientes valores: $k = 1,4; C_v = 718 \text{ J/kg};$

$$C_p = 1005 \text{ J/kg}$$

Respuesta:

$$a. T_2' = 250 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$b. \eta_t = 55,8 \%$$

10. El ciclo de un motor de combustión interna con adición isócara de calor se efectúa con una relación de compresión de 8. Determinar el calor suministrado durante el ciclo y el trabajo útil que se obtiene si se disipa 490 KJ/kg. ($k=1,4$)

Respuesta:

$$q_1 = 1125,7 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$q_c = 635,7 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

11. En el ciclo de un motor de combustión interna se tiene los siguientes parámetros del estado inicial de 1 kg de aire: 0,095 MPa y 65°C y la relación de compresión es 11 a 1. Compare los valores del rendimiento térmico para los casos en los que se

suministra 800 KJ de calor en forma isobárica e isocora. De ser necesario asuma los siguientes valores para los índices:

$$K=1.4; C_v = 718 \text{ J/kg}; C_p = 1005 \text{ J/kg}.$$

Respuesta:

$$\eta_{t\text{isócoro}} > \eta_{t\text{isobárico}}$$

$$62 \% > 55,7 \%$$

12. En el ciclo de un motor de combustión interna con adición mixta de calor, la relación de compresión y el grado de elevación de la presión durante la adición isocora del calor.

Determinar el rendimiento térmico y la temperatura en los puntos característicos del ciclo, si los parámetros del punto inicial son: 0,09 MPa y 70°C. El fluido operante es el aire.

Respuesta:

$$\eta_t = 0,621; T_c = 957 \text{ }^\circ\text{K}; T_x = 1435 \text{ }^\circ\text{K}; T_b = 2125 \text{ }^\circ\text{K}$$

13. Para un motor Otto ideal que trabaja sobre el estándar de aire, la temperatura al final de la compresión isoentrópica es de 449°C y al final de la expansión 1390 °C. La relación de compresión es de =7,5:1. Determine el trabajo y el rendimiento térmico. El calor específico a volumen constante es de 0,1714 Kcal/kg.°K

Respuesta:

$$q_c = 284,6 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} ; \eta_t = 55,3\%$$

14. En el ciclo de un motor de combustión interna con suministro isócoro de calor, el grado de elevación de la presión en el proceso de compresión es igual a 18. Determinar la relación de compresión, el calor aportado y evacuado, el trabajo y el rendimiento. Si en el proceso durante el que se cede el calor la temperatura desciende desde 600°C hasta 100°C. El fluido activo es el aire.

Respuesta:

$$\varepsilon = 7,87; \eta_t = 0,557; q_1 = 810 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}; q_2 = 357 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}; q_c = 453 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

15. Determine el rendimiento térmico y la presión media de un ciclo con suministro de calor mixto si posee una relación de compresión de , la temperatura y presión en la admisión es 288 °K y 1,02 bar y se le aporta 2094 KJ.

Adopte los siguientes índices:

$$k = 1,4; \lambda = 2 \text{ y } c_v = 0,713 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

Respuesta:

$$\eta_t = 0,474 ; P_{mc} = 14 \text{ bar}$$

18. Un motor de cuatro tiempos, cuatro cilindros poseen una cilindrada total de 1,4 lt. y el volumen de la cámara de combustión es 40,23 cm³, la temperatura y presión ambiente es de 26°C y 0,85, existe una diferencia de temperatura de la carga de 17°C, la temperatura y coeficiente de los gases residuales es 697°C y 0,075, la presión en la admisión 0,96 bar. Determinar:

- a. La temperatura al final de la admisión.
- b. El coeficiente de llenado de los cilindros.

Respuesta:

a. $T_a = 615,58 \text{ }^\circ\text{K}$

b. $\eta_v = 0,66$

CAPITULO III

PARÁMETROS QUE CARACTERIZAN A UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

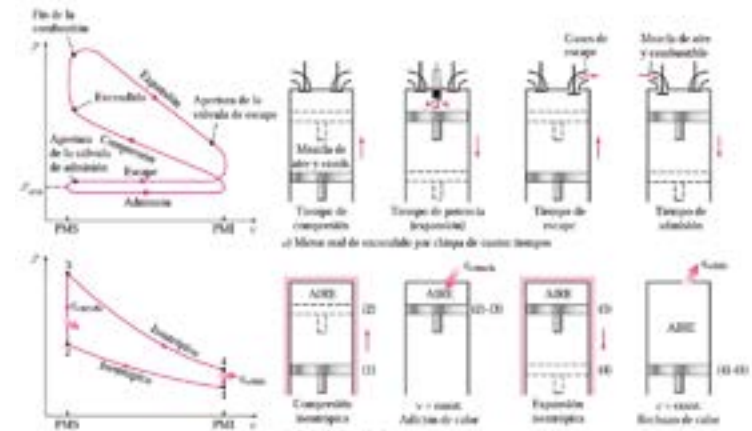


Figura 1. Diagrama presión-volumen del motor de combustión interna

(Cengel & Boles, 2009)

- **Relación de compresión.** -

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$$

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

$$\varepsilon = \frac{V_h}{V_c} + 1$$

ε = Relación de compresión

V_a = volumen total del cilindro (m^3)

V_c = volumen de la cámara (m^3)

- **Presión media indicada. -**

$$p_i = \frac{L_i}{V_h} \quad p_i = \left(\frac{F}{l}\right) m$$

F = Área útil del diagrama del indicador (m^2)

l = Longitud del diagrama del indicador (m)

L_i = Trabajo indicado realizado por los gases

m = Escala de presión diagrama de indicador (Pa/m)

- **Volumen del cilindro. -**

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4}$$

$$V_h = (\varepsilon - 1) \cdot V_c$$

D =Diámetro del cilindro (m)

S = Carrera del émbolo (m)

V_h = Volumen del cilindro (m^3)

- **Cilindrada del motor. -**

$$Vol. motor = i \cdot V_h$$

Vol.motor= Cilindrada del motor (m^3)

- **Volumen total del cilindro. -**

$$V_a = V_h + V_c$$

V_a = volumen total del cilindro (m^3)

- **Potencia indicada. -**

$$N_i = \frac{2 \cdot p_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{10^3 \cdot \tau}$$

n = Frecuencia de rotación del eje cigüeñal (r.p.s)

τ = Número de tiempos del motor

N_i = Potencia indicada (kW)

p_i = Presión media indicada (Pa)

i = Cantidad de cilindros

- **Potencia efectiva del motor. -**

$$N_e = \frac{2 \cdot p_e \cdot V_h \cdot n \cdot i}{10^3 \cdot \tau}$$

$$N_e = N_i - N_m$$

$$N_e = \eta_m \cdot N_i$$

N_m = Potencia de pérdidas mecánicas

η_m = rendimiento indicado

N_e = Potencia efectiva del motor (kW)

p_e = Presión media efectiva (Pa)

- **Presión media efectiva. -**

$$pe = \eta_m \cdot pi$$

$$pe = pi - pm$$

pm= Presión media (Pa)

- **Frecuencia de rotación del cigüeñal. -**

$$n = \frac{\omega}{2\pi}$$

$$n = \frac{c_m}{2s}$$

cm= Velocidad media del émbolo (m/s)

ω=Velocidad de rotación del cigüeñal $\left(\frac{rad}{seg}\right)$

- **HP por litro de cilindrada. -**

$$N_1 = \frac{Ne}{i \cdot Vh}$$

N₁= HP por litro de cilindrada $\left(\frac{Kw}{m^3}\right)$

- **Rendimiento indicado. -**

$$\eta_i = \frac{Ni}{B \cdot Q_{in}^a}$$

B= Consumo de combustible $\left(\frac{kg}{s}\right)$
η_i=Rendimiento indicado

Q_{in}^a=Poder calorífico inferior de combustible $\left(\frac{KJ}{kg}\right)$

- **Rendimiento mecánico. -**

$$\eta_m = \frac{Ne}{Ni} = \frac{Ni - Nm}{Ni} = 1 - \frac{Nm}{Ni}$$

- **Gasto específico indicado de combustible. -**

$$b_i = \frac{B \cdot 3600}{Ni} \left(\frac{Kg}{Kw \cdot h}\right)$$

bi= Gasto específico indicado de combustible

- **Rendimiento efectivo. -**

$$\eta_e = \frac{Ne}{B \cdot Q_{in}^a}$$

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

η_e= Rendimiento efectivo

- **Gasto específico efectivo de combustible. -**

$$b_e = \frac{B \cdot 3600}{Ne} \left(\frac{kg}{Kw \cdot h}\right)$$

be= gasto específico efectivo de combustible

- **Gasto del aire que fluye a través del motor. -**

$$M_a = \frac{2 \cdot Vh \cdot \eta_v \cdot n \cdot i \cdot \rho_a}{\tau}$$

η_v = Coeficiente de llenado de cilindros $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

M_a =Gasto del aire que fluye a través del motor $\left(\frac{kg}{s}\right)$

ρ_a =Densidad del aire $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

- **Balance térmico. -**

Es la distribución del calor que se obtiene al quemar el combustible introducido en el cilindro y se determina normalmente por vía experimental.

- **Cantidad de calor disponible aportado. -**

$$Q = B \cdot Q_{in}^e$$

$$Q = \frac{Ne}{\eta_e}$$

$$Q = Q_e + Q_{ref} + Q_g + Q_{c.i} + Q_{res}$$

Q = cantidad de calor disponible aportado $\left(\frac{KJ}{s}\right)$

- **Calor transformado en trabajo útil. -**

$$Q_e = Ne$$

Q_e = calor transformado en trabajo útil $\left(\frac{KJ}{s}\right)$

- **Calor convertido en trabajo útil. -**

$$q_e = \left(\frac{Q_e}{Q}\right) \cdot 100$$

$$q_e = \left(\frac{Q_e}{B \cdot Q_{in}^e}\right) \cdot 100$$

q_e =Calor convertido en trabajo útil expresado en porcentaje

- **Calor evacuado por agua refrigerante. -**

$$Q_{ref} = G_a \cdot c_a \cdot (t_2 - t_1)$$

$$Q_{ref} = B \cdot Q_{in}^e - (Q_e + Q_g)$$

$$Q_{ref} = \frac{q_{ref} \cdot Q}{100}$$

Q_e =Calor convertido en trabajo útil $\left(\frac{KJ}{s}\right)$

G_a =Gasto de agua que pasa por el sistema $\left(\frac{kg}{s}\right)$

Q_{ref} =Calor evacuado por agua refrigerante $\left(\frac{KJ}{s}\right)$

c_a =Capacidad calorífica del agua $\left(\frac{KJ}{kg \cdot ^\circ K}\right)$

t_1 y t_2 = Temperatura agua al entrar y salir sistema ($^\circ C$)

- Calor eliminado por el agua refrigerante en porcentaje. –

$$q_{ref} = \left(\frac{Q_{ref}}{Q} \right) \cdot 100$$

$$q_{ref} = \left(\frac{Q_{ref}}{B \cdot Q_{in}^a} \right) \cdot 100$$

q_{ref} = calor eliminado por agua refrigerante (%)

- Calor eliminado por los gases de escape. -

$$Q_g = B(V_g \cdot C_{pg} \cdot t_g - V_a \cdot C_{pa} \cdot t_a)$$

$$Q_g = G_g \cdot c_g \cdot t_g - G_a \cdot c_a \cdot t_a$$

$$Q_g = \frac{q_g \cdot Q}{100}$$

Q_g = Calor eliminado por los gases de escape $\left(\frac{KJ}{s} \right)$

C_{pg} y C_{pa} = capacidad calorífica media vol. gas y aire $\left(\frac{KJ}{m^3 \cdot ^\circ K} \right)$

G_g y G_a = Gastos de gases y de aire (kg/h)

c_g y c_a = Capacidad calorífica másica gas y aire $\left(\frac{KJ}{kg \cdot ^\circ K} \right)$

t_g y t_a = Temperaturas de los gases de escape y del aire, $^\circ C$

- Ecuación del balance térmico en %. -

$$q_{res} + q_e + q_{ref} + q_g + q_{c.i} = 100$$

- Calor eliminado por los gases de escape. -

$$\left(\frac{Q_g}{B \cdot Q_{in}^a} \right) \cdot 100$$

$$q_g = \left(\frac{Q_g}{Q} \right) \cdot 100$$

- Miembro restante del balance (pérdidas). -

$$Q_{res} = \frac{q_{res} \cdot Q}{100}$$

$$Q_{res} = Q - (Q_e + Q_{ref} + Q_g + Q_{c.i})$$

q_{res} = Miembro restante del balance en porcentaje

$Q_{c.i}$ = Calor perdido de la combustión incompleta $\left(\frac{KJ}{s} \right)$

t_g y t_a = Temperaturas de los gases de escape y del aire, $^\circ C$ $\left(\frac{KJ}{s} \right)$

- Miembro restante del balance en porcentaje. -

$$q_{res} = \left(\frac{Q_{res}}{B \cdot Q_{in}^a} \right) \cdot 100$$

- Calor perdido a consecuencia de la combustión incompleta.

$$Q_{c.i} = \frac{q_{c.i} \cdot Q}{100}$$

$Q_{c.i}$ = Calor perdido de la combustión incompleta $\left(\frac{KJ}{s} \right)$

- Calor perdido a consecuencia de la combustión incompleta en porcentaje. -

$$q_{c.i} = \left(\frac{Q_{c.i}}{B \cdot Q_{in}^a} \right) \cdot 100$$

$$q_{c.i} = \left(\frac{Q_{c.i}}{Q} \right) \cdot 100$$

• Capacidad calorífica del agua. -

$$C_a = 4.19 \frac{KJ}{kg \cdot ^\circ K}$$

Ca=Capacidad calorífica del agua $\left(\frac{KJ}{kg \cdot ^\circ K}\right)$

(Pankrátov, 1987). Motores de Combustión Interna: Pg. 168-179, Problemas de Termotecnia

PROBLEMAS RESUELTOS:

1. El motor del Kia Sportage R de 4 cilindros y cuatro tiempos tiene la potencia efectiva $N_e=58$ kW y funciona a base de un carburante cuyo poder calorífico inferior es de 44000 KJ/kg, siendo el rendimiento efectivo $\eta_e=0,29$. Determinar las pérdidas en porcentaje y en KJ/s de calor evacuado por el agua refrigerante si el gasto de agua a través del motor constituye $G_a=0,96$ kg/s y la diferencia de temperaturas del agua en la salida y en la entrada del motor $\Delta t=12^\circ C$.

Datos:

$i=4$

$\tau=4$

$N_e=58$ kW

$Q_{in}^a = 44000$ KJ/kg

$G_a=0,96$

$\Delta t=12^\circ C$ $\frac{KJ}{s}$

$C_a=4,19$

$\eta_e=0,29$ $\left(\frac{KJ}{kg \cdot ^\circ K}\right)$

$q_{ref}=?$

$Q_{ref}=?$

Respuesta:

$$Q_{ref} = G_a \cdot C_a \cdot \Delta t$$

$$Q_{ref} = (0,96)(4,19)(12)$$

$$Q_{ref} = 48,2688 \frac{KJ}{s}$$

$$B = \frac{N_e}{Q_{in}^a \eta_e} = \frac{58}{(44000)(0,29)}$$

$$B = 4,54 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

$$Q = B \cdot Q_{in}^a = (4,54 \times 10^{-3})(44000)$$

$$Q = 200 \text{ KJ/s}$$

$$q_{ref} = \left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right) \cdot 100$$

$$q_{ref} = \left(\frac{48,27}{200}\right) \cdot 100$$

$$q_{ref} = 24,13 \%$$

2. El motor de 4 cilindros y 4 tiempos del Hyundai Getz tiene una presión media efectiva $p_e=520000$ Pa y su presión media indicada $p_i=0,7406$ MPa, el rendimiento efectivo $\eta_e=0,2405$; determinar el poder calorífico inferior del combustible si la potencia efectiva del motor es $N_e=46,55$ kW y además calcule el consumo de combustible si la velocidad media del pistón $c_m=13,2$ m/s, la carrera es $s=0,0669$ m, la cilindrada del motor

es 995 cm^3 y $b_i = 0,239 \frac{\text{kg}}{\text{Kwh}} \cdot h$

Datos:

$$i = 4$$

$$\tau = 4$$

$$p_e = 520600 \text{ Pa}$$

$$p_i = 0,7406 \text{ MPa}$$

$$\eta_e = 0,2405$$

$$Q_{in}^a = ?$$

$$N_e = 46,55 \text{ kW}$$

$$B = ?$$

$$c_m = 13,2 \text{ m/s}$$

Respuesta:

$$V_H = 995 \text{ cm}^3$$

$$\text{Vol motor} = i \cdot V_h = 995 \text{ cm}^3 \cdot \frac{1 \text{ m}^3}{(100 \text{ cm})^3} = 9,95 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$V_h = \frac{9,95 \times 10^{-4}}{4} \text{ m}^3 = 2,48 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$p_e = \eta_m \cdot p_i$$

$$\eta_m = \frac{520600}{740600} = 0,7029$$

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

$$\eta_i = \frac{0,2405}{0,7029} = 0,3421$$

$$s = 0,0669 \text{ m}$$

$$b_i = 0,239 \frac{\text{kg}}{\text{Kwh}}$$

$$n = \frac{c_m}{2s}$$

$$n = \frac{13,2}{2(0,0669)} = 98,654 \text{ r.p.s}$$

$$N_i = \frac{2 \cdot p_i \cdot V_h \cdot n \cdot i}{10^3 \cdot \tau}$$

$$N_i = \frac{2(740600)(2,48 \times 10^{-4})(98,654)(4)}{1000(4)}$$

$$N_i = 36,237 \text{ Kw}$$

$$B = \frac{b_i \cdot N_i}{3600} = \frac{(0,239)(36,237)}{3600}$$

$$B = 2,4057 \times 10^{-3} \text{ Kg/s}$$

$$Q_{in}^a = \frac{N_i}{B \cdot \eta_i}$$

$$Q_{in}^a = \frac{36,237}{(2,4057 \times 10^{-3})(0,3421)}$$

$$Q_{in}^a = 44030,9 \text{ KJ/kg}$$

PROBLEMAS PROPUESTOS:

1. Determinar el gasto específico indicado de combustible b_i y el rendimiento mecánico η_m de un motor diesel de cuatro tiempos y cuatro cilindros si se tiene un gasto de combustible

$B=5,13 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$, una $p_e=448000 \text{ Pa}$, un $p_i=567000 \text{ Pa}$, un $V_H=8,14 \times 10^{-3} \text{ m}^3$, y una frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n=41,67 \text{ rps}$.

Respuesta:

$$b_t = 0,163 \text{ kg/Kw.h} ; \eta_m = 0,671$$

2. Determinar las componentes del balance térmico de un motor de combustión interna a base de los resultados de sus pruebas. Con una potencia efectiva de 55 Kw durante 45min, el motor consume 10,6 Kg de carburante, cuyo poder calorífico inferior es de 42350 KJ/kg. El gasto del líquido que pasa a través del motor constituye 1,5 kg/s, y la temperatura del agua refrigerante en el mismo se eleva en 8,2 °C.

Respuesta:

$$q_e = 33\% ; q_{ref} = 31\% ; q_g = 36\%$$

3. Determinar en porcentaje el calor convertido en el trabajo útil y la cantidad de calor disponible aportada en un motor 1,6 HPFI de 4 cilindros y 4 tiempos si la potencia en caballos por litro de cilindrada $N_l=42506,4 \text{ kW/m}^3$, el volumen de trabajo del cilindro $V_h=3,97 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{im}^a = 39300 \text{ KJ/kg}$, el gasto específico de combustible 0,241 kg/Kwh y el rendimiento mecánico $\eta_m=0,70$.

Respuesta:

$$q_e = 26,63\% ; Q = 253,48 \text{ KJ/s}$$

4. Determinar el gasto de aire en Kg/s del motor del Hyundai Getz si la densidad del aire $\rho_a=1,224 \text{ kg/m}^3$ el motor es de 4 cilindros, 4 tiempos, el coeficiente de llenado de los cilindros $\eta_v=0,73$, la velocidad angular de rotación del eje cigüeñal es de 619,83 rad/s, la relación de compresión es 9,3:1 y el volumen de la cámara de 2,98x10⁻⁵ m³, además determinar el calor aportado por el motor si $p_e=520600 \text{ Pa}$ y $\eta_m=0,7029$; nótese que el gasto específico indicado de combustible $b_i=0,239 \text{ kg/Kwh}$, el rendimiento efectivo $\eta_e=0,2405$; determinar la presión atmosférica P_o a la que el vehículo funciona en Ibarra que tiene una altura de 2228m sobre el nivel del mar y el coeficiente de exceso de aire α .

Respuesta:

$$M_a = 0,0436 \text{ kg/s} ; Q = 105,925 \text{ KJ/s} ; P_o = 0,077 \text{ MPa} ; \alpha = 0,924$$

5. Determinar la potencia indicada y la presión media indicada de un motor Diésel de cuatro cilindros, cuatro tiempos si la potencia efectiva $N_e=120 \text{ kW}$, la velocidad media del émbolo $c_m=12,28 \text{ m/s}$, el grado de compresión $\epsilon=19,3$; el volumen de la cámara de combustión $V_c=2,5 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ y el rendimiento mecánico $\eta_m=0,86$.

Respuesta:

$$N_i = 139,53 \text{ kW} ; P_i = 243669,02 \text{ Pa}$$

6. Determinar en porcentaje las pérdidas de calor evacuado por los gases de escape en un motor de Diésel de cuatro cilindros y cuatro tiempos. Si la potencia efectiva $N_e=120 \text{ Kw}$, la cilindrada del motor $V_H=2,89 \times 10^{-3} \text{ m}^3$, la velocidad de rotación del eje

cigüeñal $n=63,33$ r.p.s, el poder calorífico del cigüeñal $Q_{in}^a=42$ MJ/kg, el gasto específico de combustible $b_e=0,137$ kg/Kwh, y la cantidad de gases de escape $Q_g=70$ KJ/s.

Respuesta:

$$q_g = 0,04\%$$

7. Determinar la potencia efectiva N_e y el poder calorífico inferior del combustible de un motor diesel de cuatro cilindros y de cuatro tiempos si $p_e=0,448$ MPa, un volumen $V_h=2,035$ lt, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n=2500$ rpm y un gasto de combustible de $18,46$ Kg/h con un rendimiento efectivo de $\eta_e=0,352$.

Respuesta:

$$N_e = 75,98 \text{ kW} ; Q_{in}^a = 42076,47 \text{ KJ/kg}$$

8. Calcule la potencia indicada de un motor de 4 cilindros de 2000 cm^3 que funciona bajo el ciclo Otto de 4 tiempos. Si se conoce que la potencia efectiva del motor es de 126 HP, el rendimiento efectivo es del $25,8\%$, el gasto específico indicado de combustible $b_i=239,38$ g/Kwh. Se sabe también que el poder calorífico inferior del combustible es 44000 KJ/kg. Determine además la presión media indicada.

Respuesta:

$$N_i = 124,67 \text{ kW} ; p_i = 1246700 \text{ Pa}$$

9. Determinar en KJ/s los componentes del balance térmico si en un motor diesel de 4 cilindros y 4 tiempos tiene una presión media efectiva $p_e=6,8 \times 10^5$ Pa y funciona a base de un combustible cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^a=40000$ KJ/kg, siendo $\eta_e=0,30$ y las pérdidas de calor evacuado por el agua refrigerante $q_{ref}=26\%$, las pérdidas de calor arrastrado por los gases de escape $q_g=30\%$ y las pérdidas de calor a consecuencia de la combustión incompleta $q_{ci}=5\%$.

Respuesta:

$$Q_{ref} = 30,142 \frac{\text{KJ}}{\text{s}} ; Q_g = 34,7802 \frac{\text{KJ}}{\text{s}} ; Q_{ci} = 5,696 \frac{\text{KJ}}{\text{s}} ; Q_{ref} = 4,4358 \frac{\text{KJ}}{\text{s}}$$

10. Encontrar las pérdidas de calor en KJ/s y en porcentaje del agua refrigerante en un motor diésel de 4 cilindros y de cuatro tiempos, si la potencia indicada $N_i=90,50$ Kw, $D=0,112$ m, $S=0,140$ m, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n=2500$ rpm, el rendimiento mecánico $\eta_m=0,80$, $Q_{in}^a=45300$ KJ/Kg, el gasto específico de combustible $b_e=0,228$ Kg/Kwh, $G_a=0,92$ kg/seg y la diferencia de temperatura del agua al salir del motor y al entrar en él $\Delta t=15^\circ\text{C}$.

Respuesta:

$$Q_{ref} = 57,822 \frac{\text{KJ}}{\text{s}} ; q_{ref} = 27,83\%$$

11. Determinar la cantidad de calor aportado a un motor de combustión interna de 8 cilindros en V y de 4 tiempos, si la presión media efectiva $p_e=7,25 \times 10^5$ pa, el diámetro del cilindro $D=0,12$ m, el recorrido del émbolo $s=0,12$ m, la velocidad media del émbolo $c_m=8$ m/s, el poder calorífico del combustible $Q_{in}^a=42300$ KJ/Kg y el gasto específico $b_e=0,252$ Kg/Kwh.

Respuesta:

$$Q = 384,24 \text{ KJ/s}$$

12. En un motor Diésel de 12 cilindros y de dos tiempos calcule el volumen de la cámara de combustión V_c en m^3 , el diámetro del cilindro $D=0,15m$ y el recorrido del émbolo $s=0,18m$, la velocidad media del émbolo $c_m=8,2 \text{ m/s}$, el rendimiento indicado $\eta_i=0,44$ y el rendimiento mecánico igual a $0,84$ y funciona a base de un combustible cuyo poder calorífico inferior es $Q_{in}^p = 42500 \text{ KJ/kg}$, si $\epsilon=15:1$ y $p_i=5,4 \times 10^5 \text{ Pa}$, determinar en KJ/s las perdidas descontadas % si las pérdidas de calor evacuado por el agua refrigerante $Q_{ref}=190 \text{ KJ/s}$, las pérdidas de calor arrastrado por los gases de escape $Q_g=284 \text{ KJ/s}$ y las pérdidas de calor debidas a la combustión incompleta $Q_{ci}=42 \text{ KJ/s}$.

Respuesta:

$$Q_e = 392,92 \frac{\text{KJ}}{\text{s}}; q_e = 35\%; q_g = 25,3\%; q_{ref} = 16,9\%; q_{ci} = 3,7\%; q_{res} = 19,1\%$$

13. Determinar en porcentajes los componentes del balance térmico de un motor de carburador de 4 cilindros y de 4 tiempos, si la presión media efectiva $p_e=6,45 \times 10^5 \text{ Pa}$, el grado de compresión $\epsilon=7:1$, el volumen de la cámara de combustión $V_c=1 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, el recorrido del émbolo $s=0,092m$, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n=4000 \text{ rpm}$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^p = 43800 \text{ KJ/Kg}$, el gasto específico efectivo de combustible $b_e=0,34 \text{ Kg/Kwh}$, las pérdidas de calor

evacuado por el agua refrigerante $Q_{ref}=46 \text{ KJ/s}$, las pérdidas de calor evacuado por los gases de escape $Q_g=56 \text{ KJ/s}$, las perdidas de calor a consecuencia de la combustión incompleta $Q_{ci}=39,6 \text{ KJ/s}$ y las pérdidas descontadas $Q_{res}=19,8 \text{ KJ/s}$.

Respuesta:

$$q_e = 24,2\%; q_{ref} = 21,6\%; q_g = 26,3\%; q_{ci} = 18,6\%; q_{res} = 9,3\%$$

14. Determinar el grado de carga de un motor Diésel de 6 cilindros y de cuatro tiempos, cuyo cilindro tiene un diámetro de $318mm$ y la carrera del émbolo es de $330mm$, si la frecuencia de rotación del árbol es de 750 r.p.m. y el motor funciona a la presión efectiva media igual a $0,76 \text{ MPa}$. La potencia efectiva nominal del motor es de 882 Kw .

Respuesta: 85%

15. Determinar la potencia efectiva de un motor de 12 cilindros y de dos tiempos, que funciona con una frecuencia de rotación del eje igual a 750 r.p.m. , si por ciclo de trabajo se suministra $0,615 \text{ g}$ de combustible para motores diésel, cuyo poder calorífico inferior es de 42500 KJ/Kg . El rendimiento efectivo del motor es de $37,5\%$.

Respuesta: $N_e=1470 \text{ Kw}$

t16. Determinar el ahorro el combustible en Kg/h que se logra al sustituir un motor de gasolina por un motor Diésel, si ambos desarrollan la potencia media de 100 Kw , el rendimiento del motor de gasolina es de 28% y el del motor diesel del 36% . El poder calorífico inferior de la gasolina adóptese igual a 43500

KJ/Kg, mientras que el del combustible para el motor Diésel es 42500 KJ/Kg.

Respuesta: 6 kg/h

17. Determinar la potencia indicada de un motor Diesel de 6 cilindros y de cuatro tiempos, que posee el diámetro del cilindro de 150mm, la carrera del pistón es de 180mm y funciona a la frecuencia de rotación del árbol de 1500 r.p.m. El diagrama indicado del motor tiene el area de 2000mm², siendo igual a 12 mm/Pa la escala de presiones. La longitud del diagrama indicado es de 180mm.

Respuesta: 221 Kw

18. Un motor de combustión interna de 300Kw de potencia funciona a base de un carburante cuyo poder calorífico inferior es de 42400 KJ/Kg, siendo igual al 38% el rendimiento efectivo. El consumo de aire es de 24Kg por 1 Kg de carburante suministrado al motor. Determinar el porcentaje de las pérdidas del calor arrastrado por los gases de escape y el cedido al sistema de refrigeración, siendo completa la combustión del carburante. Se conoce que la temperatura de los gases de escape es de 450°C y la capacidad calorífica de los mismos $c_g=1,15$ KJ/KgK. La temperatura del aire es de 20°C. Las demás pérdidas de calor se pueden despreciar.

Respuesta:

Arrastrado por gases de escape=39,4%; cedido sistema refrigeración 32,6%

19. Se tiene un motor de un ciclo de 4 tiempos que funciona con un combustible cuyo poder calorífico inferior es 44000 KJ/kg, el gasto específico indicado de combustible $b_i=239,38$ g/Kwh y se conoce además que el gasto específico de combustible es 32,7% mayor que el gasto indicado. Calcular el calor aportado y el rendimiento efectivo si el motor es 2 lt y 4 cilindros, con una potencia efectiva $N_e=93,96$ kW.

Respuesta: $Q=364,8$ KJ/s ; $\eta_e=0,258$

CAPITULO IV

SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DEL MOTOR DE COMBUSTION INTERNA



Figura 2. Diagrama de distribución

Fuente: Autores

Fórmulas

- **Tiempos de trabajo de las válvulas:**

VA=Válvula de admisión

VE=Válvula de escape

- **Tamaño de arco:**

$$l_A = \frac{\pi \cdot d \cdot \alpha(AC)}{360^\circ}$$

d=diámetro del volante de impulsión o de la polea (mm)

$\alpha(AC)$ =Ángulo del cigueñal (grados)

l_A =Longitud de arco (mm)

• **Ángulo de abertura de las válvulas:**

$$\alpha_{VA} = \alpha_{Aa} + 180 + \alpha_{Ac}$$

$$\alpha_{VE} = \alpha_{Ea} + 180 + \alpha_{Ec}$$

α_{VA} =Ángulo de abertura válvula de admisión (°)

α_{Aa} =Abertura de la válvula de admisión antes del PMS(°)

α_{Ac} =Cierre de la válvula de admisión después del PMI(°)

α_{VE} =Ángulo de abertura de la válvula de escape(°)

α_{Ea} =Abertura de la válvula de escape antes del PMI(°)

α_{Ec} =Cierre de la válvula de escape después del PMS(°)

• **Tiempo de abertura de válvulas.**

$$t_{VA} = \frac{\alpha_{VA}}{6 \cdot n}$$

$$t_{VE} = \frac{\alpha_{VE}}{6 \cdot n}$$

t_{VE} = tiempo de abertura de la válvula de escape (s)

t_{VA} = tiempo de abertura de la válvula de admisión (s)

n= Número de revoluciones (r.p.m.)

• **Consumo de combustible**

$$K_{IV} = \frac{b \cdot N_e \cdot 2}{i \cdot n \cdot 60} (g)$$

$$K_{IV} = \frac{b \cdot N_e \cdot 2 \cdot 1000}{i \cdot n \cdot 60 \cdot \rho} (mm^3)$$

K_{IV} = Cantidad inyectada motores cuatro tiempos (g,mm³)

b= Consumo específico $\left(\frac{g}{Kw \cdot h}\right)$

ρ = Densidad del combustible (g/cm³)

N_e = Potencia del motor (Kw)

i= Cantidad de cilindros

• **Eficiencia térmica**

$$n_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^k - 1}$$

ε = Relación de compresión

n_t =Eficiencia térmica

k= Coeficiente adiabático

• **Trabajo del motor**

$$N_e = \frac{2 \cdot P_e \cdot Vh \cdot n \cdot i}{10^3 \cdot \tau}$$

$$N_t = \frac{2 \cdot P_t \cdot Vh \cdot n \cdot i}{10^3 \cdot \tau}$$

$$P_t = \frac{F}{l} \cdot m$$

$$Vh = (z - 1) Vc$$

w= velocidad de rotacion del cigueñal $\left(\frac{rad}{s}\right)$

• Desplazamiento de la válvula

$$h_{VA} = (0,22)d_2$$

$$d_2 = (0,3)D$$

D= diámetro del émbolo del motor (mm)

h_{VA} =Altura a la que se eleva la válvula (mm)

(Kindler & Kynast, 1986), Maniobra de Válvulas. Pg. 135-139. Matemática aplicada para la técnica del automóvil.

PROBLEMAS RESUELTOS:

1. Calcule el tiempo que permanece abierta la válvula de admisión y la altura máxima a la que se eleva, conociendo que se trata de un motor ciclo Otto de cuatro tiempos y cuatro cilindros, donde el volumen de la cámara de combustión es $2,4 \times 10^{-4} m^3$, la carrera del pistón es 0,2m, la eficiencia térmica del 60%, desarrolla una potencia de 150Kw con una presión media efectiva de $6,3 \times 10^5 Pa$. La válvula de admisión está abierta 225° . Asumir $k=1,4$.

Datos:

$t_{VA}=?$	$s=0,2m$
$h_{VA}=?$	$n_t=0,6$
$\tau=4$	$N_e=150Kw$
$i=4$	$P_e=6,3 \times 10^5 Pa$
$V_c=2,4 \times 10^{-4} m^3$	$\alpha_{VA}=225^\circ$
$k=1,4$	

Respuesta:

Calcular la relación de compresión:

$$n_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$$

$$0,6 = 1 - \frac{1}{\epsilon^{1,4-1}}$$

$$\frac{1}{\epsilon^{0,4}} = 0,4$$

$$\sqrt[0,4]{\frac{1}{0,4}} = \epsilon$$

$$\epsilon = 9,88 : 1$$

$$\epsilon \approx 10$$

Calculamos la cilindrada:

$$V_h = (\epsilon - 1) V_c$$

$$V_h = (9,9 - 1)(2,4 \times 10^{-4} m^3)$$

$$V_h = 2,10 \times 10^{-3} m^3$$

Calcular las RPM del motor:

$$N_e = \frac{2 \cdot P_e \cdot V_h \cdot n \cdot i}{10^3 \cdot \tau}$$

$$n = \frac{N_e \cdot 10^3 \cdot \tau}{2 \cdot P_e \cdot V_h \cdot i}$$

$$n = \frac{(150)(10^3)(4)}{2(6.3 \times 10^5)(2.10 \times 10^{-3})4}$$

$$n = 56.69 \frac{\text{rev}}{\text{s}} \left(\frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \right)$$

$$n = 3401.36 \text{ r.p.m}$$

Tiempo que la válvula de admisión se mantiene abierta:

$$t_{VA} = \frac{\alpha_{VA}}{6 \cdot n}$$

$$t_{VA} = \frac{225^\circ}{6 (3401.36)}$$

$$t_{VA} = 0.011 \text{ s}$$

Diámetro del embolo:

$$Vh = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot s}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Vh}{\pi \cdot s}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4(2.10 \times 10^{-3})}{\pi(0.2)}}$$

$$D = 0.116 \text{ m}$$

$$d_2 = (0.3)D$$

$$d_2 = (0.3)(0.116)$$

$$d_2 = 0.0348 \text{ m}$$

Cálculo del desplazamiento de la válvula:

$$h_{VA} = (0.22)d_2$$

$$h_{VA} = (0.22)(0.0348)$$

$$h_{VA} = 7.656 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$h_{VA} = 7.656 \text{ mm}$$

2. Calcular el tiempo de apertura de la válvula de admisión, escape y el traslape de válvulas si la velocidad de rotación del cigüeñal es 150 rad/s, el ciclo se realiza en 768°, la compresión se realiza en 134°, el adelanto al encendido es 14°, la explosión se realiza en 153° y el adelanto a la admisión es 25°.

Datos:

$w = 150 \text{ rad/s}$	$\alpha_{AA} = 25^\circ$
$t_{total} = 768^\circ$	$t_{VA} = ?$
Compresión = 134°	$t_{VE} = ?$
AE = 14°	Traslape = ?
Explosión = 153°	

Respuesta:

$$\alpha_{VA} + \alpha_{VE} = 768^\circ - 134^\circ - 153^\circ$$

$$\alpha_{VA} + \alpha_{VE} = 481^\circ$$

Calcular el retardo al cierre de admisión:

$$\alpha_{Ac} = 180^\circ - AE - \text{compresión.}$$

$$\alpha_{Ac} = 180^\circ - 14^\circ - 134^\circ$$

$$\alpha_{Ac} = 32^\circ$$

Calcular el adelanto a la apertura de la válvula de admisión:

$$\alpha_{Ea} = 180^\circ + AE - \text{explosión}$$

$$\alpha_{Ea} = 180^\circ + 14^\circ - 153^\circ$$

$$\alpha_{Ea} = 41^\circ$$

Revisar el ángulo que la válvula de admisión se mantiene abierta:

$$\alpha_{VA} = \alpha_{Aa} + 180 + \alpha_{Ac}$$

$$\alpha_{VA} = 25^\circ + 180^\circ + 32^\circ$$

$$\alpha_{VA} = 237^\circ$$

El tiempo que la válvula de escape se mantiene abierta:

$$\alpha_{VE} = 481^\circ - \alpha_{VA}$$

$$\alpha_{VE} = 481^\circ - 237^\circ$$

$$\alpha_{VE} = 244^\circ$$

Observar el retraso al cierre de escape:

$$\alpha_{Ec} = \alpha_{VE} - 41^\circ - 180^\circ$$

$$\alpha_{Ec} = 244^\circ - 41^\circ - 180^\circ$$

$$\alpha_{Ec} = 23^\circ$$

El traslape será:

$$\text{Traslape} = \alpha_{Aa} + \alpha_{Ec}$$

$$\text{Traslape} = 25^\circ + 23^\circ$$

$$\text{Traslape} = 48^\circ$$

Las RPM del motor.

$$n = \frac{w}{2 \cdot \pi}$$

$$n = \frac{150}{2 \cdot \pi}$$

$$n = 23,87 \text{ r.p.s}$$

$$n = 23,87 \frac{\text{rev}}{\text{s}} \left(\frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \right)$$

$$n = 1432,39 \text{ rpm}$$

El tiempo que se mantiene la válvula de admisión abierta:

$$t_{VA} = \frac{\alpha_{VA}}{6 \cdot n}$$

$$t_{VA} = \frac{237^\circ}{6(1432,39)}$$

$$t_{VA} = 0,0275 \text{ s}$$

El tiempo que se mantiene la válvula de escape abierta es:

$$t_{VE} = \frac{\alpha_{VE}}{6 \cdot n}$$

$$t_{VE} = \frac{244^\circ}{6(1432,39)}$$

$$t_{VE} = 0,0283 \text{ s}$$

PROBLEMAS PROPUESTOS

1. En un motor de combustión interna, la válvula de admisión se abre 16mm antes del PMS y se cierra 70mm después del PMI, las de escape se abren 86mm antes del PMI y se cierran 16,5mm después del PMS. Calcular los tiempos de apertura de las válvulas y sus ángulos si el motor tiene 6 cilindros en V, cuatro tiempos, el trabajo indicado de los gases durante un ciclo $L_i = 550\text{J}$, el diámetro del cilindro $D = 0,2\text{m}$, la carrera $S = 0,01\text{m}$ y su potencia indicada $N_i = 130,8\text{kW}$, además el diámetro del volante de inercia es 250mm.

Respuesta:

$$\alpha_{Aa} = 7,33^\circ; \alpha_{Ac} = 32,08^\circ; \alpha_{Ea} = 39,41^\circ;$$

$$\alpha_{Ec} = 7,56^\circ; t_{VA} = 7,69 \times 10^{-3} \text{ s}; t_{VE} =$$

$$7,95 \times 10^{-3} \text{ s}$$

2. Un motor de cuatro tiempos, cuatro cilindros genera un número de revoluciones de 2200 rpm; realizar los cálculos de magnitud de arco de cada cota de reglaje con un diámetro de 300 mm y tiempos de apertura de válvulas tomando en cuenta las siguientes cotas: $\alpha_{Aa} = 8^\circ, \alpha_{Ac} = 32^\circ, \alpha_{Ea} = 42^\circ, \alpha_{Ec} = 5^\circ$.

Respuesta:

$$l_{VAabre} = 20,99 \text{ mm}; l_{VAcierra} = 83,78 \text{ mm};$$

$$l_{VEabre} = 109,96 \text{ mm}; l_{VEcierra} = 109,96 \text{ mm};$$

$$l_{VEcierra} = 13,09 \text{ mm}; t_{VA} = 0,0167 \text{ s};$$

$$t_{VE} = 0,0172 \text{ s}$$

3. Calcular el tiempo de apertura de la válvula de admisión, escape y el traslape de válvulas si la velocidad de rotación del cigüeñal es 150 rad/s, el tiempo en que realiza un ciclo es de 768° , la compresión se realiza en 134° , el adelanto al encendido es 14° , la explosión se realiza en 153° y el adelanto a la admisión es 25° .

Respuesta:

$$\alpha_{Vz} = 237^\circ \quad \alpha_{Vg} = 244^\circ \quad \text{Traslape} = 48^\circ \quad \tau_{VA} = 0,0275 \text{ s} \quad \tau_{VE} = 0,0283 \text{ s}$$

4. Calcule el tiempo que permanece abierta la válvula de admisión y la altura máxima a la que se eleva, conociendo que se trata de un motor ciclo Otto de cuatro tiempos y cuatro cilindros, donde el volumen de la cámara de combustión es $2.4 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, la carrera del pistón es 0.2m, la eficiencia térmica del 60% desarrolla una potencia de 150kw con una presión media efectiva de $6.3 \times 10^5 \text{ Pa}$. La válvula de admisión está abierta 225° . Asumir $k=1.4$.

Respuesta:

$$t_{VA} = 0.0111 \text{ s} \quad h_{VA} = 7.68 \text{ mm}$$

5. Calcular el tamaño del arco de apertura de las válvulas de admisión y escape, si el ciclo completo del motor es de 750° de giro del cigüeñal, la compresión se realiza en 130° , el adelanto al encendido es 16° antes del PMS, la explosión se efectúa en 155° , el adelanto a la admisión es de 23° antes del PMS, el diámetro del volante de 300 mm.

Respuesta:

$$l_{VA} = 662.35 \text{ mm}; \quad \alpha_{VE} = 235^\circ$$

6. Calcular el ángulo de cruce de válvulas para un motor de 6 cilindros que desarrolla una potencia de 150kW a 3500 rpm. La válvula de admisión permanece abierta por 0,0104s y se cierra 30° después del PMI. Por otra parte, el diámetro del volante es de 240 mm, mientras que la válvula de escape permanece abierta 460 mm. Además, esta se abre 35° antes del PMI.

Respuesta: $\alpha_{Ec} = 4.5^\circ$

7. Calcular el tiempo de apertura de la válvula de admisión y de escape si el motor tiene las siguientes características. Una potencia de 100 kW un consumo específico de 250 g/kW.h, 4 cilindros la cantidad inyectada de combustible por ciclo es 0,07 gr, la válvula de admisión se abre 7° antes del PMS, se cierra 36° después del PMI, la válvula se abre 36° antes del PMI y se cierra 8° después del PMS además calcular el tiempo de traslape.

Respuesta: $t_{VE} = 0.0125 \text{ s} \quad t_{VA} = 0.01223$

8. En el diagrama de distribución de las válvulas, las de admisión se abren 12° antes del PMS, se cierran 48° después del PMI, las de escape se abren 50° antes del PMI, se sierran 8° después del PMS. Calcule los ángulos de apertura de las 2 válvulas y sus tiempos de apertura si la potencia efectiva del motor a gasolina es de $N_e = 89,53 \text{ kW}$, el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,8$; la presión del émbolo $s=0,095 \text{ m}$, el motor es de 4 tiempos y 8 cilindros.

Respuesta: $\alpha_{VE} = 236^\circ \quad t_{VE} = 0.0131 \text{ s} \quad t_{VA} = 0.0133 \text{ s} \quad \alpha_{VA} = 240^\circ$

9. En un diagrama de distribución de válvulas se tiene que la válvula de admisión se abre 17,453 mm antes del PMS y se cierra 69,813 mm después del PMI y los de escape se abren 87,266 mm antes del PMI y se cierran 15,231 mm después del PMS. Calcule los tiempos de apertura de las válvulas y sus ángulos durante un ciclo es de $L_i = 640 \text{ J}$, el diámetro del cilindro $D = 0,1 \text{ m}$ el recorrido del émbolo $S = 0,095 \text{ mm}$ y su

potencia indicada $N_i = 129,719 \text{ Kw}$ y el diámetro del volante de impresión es 250 mm.

Respuesta: $\alpha_{VA} = 220^\circ$ $\alpha_{VE} = 227^\circ$ $t_{VA} = 0.012 \text{ s}$ $t_{VE} = 0.0124 \text{ s}$

10. En un motor la válvula de admisión permanece abierta 240° en el proceso de admisión, el adelanto al encendido es de 12° , durante el proceso de compresión las válvulas de admisión y escape permanecen cerradas 115° , durante la combustión siguen cerradas durante 137° y durante el escape la válvula permanece abierta 241° , encontrar la longitud del arco, y el tiempo durante el traslape; si el diagrama del motor tiene una área útil $F = 1,5 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, la longitud $l = 0,2 \text{ m}$, siendo la escala de presiones $m = 1 \times 10^8 \text{ Pa/m}$, el motor es de gasolina de 6 cilindros y de 4 tiempos, el diámetro del cilindro $D = 0,082 \text{ m}$, el recorrido del embolo $S = 0,1 \text{ m}$ y su potencia indicada es $N_i = 65 \text{ kw}$ el diámetro de impulsión es 250mm.

Respuesta:

$$l_{\text{traslape}} = 28,36 \text{ mm}; t_{\text{traslape}} = 6,6 \times 10^{-4} \text{ s}$$

11. ¿Cuánto tiempo permanece abierta la válvula de admisión si el ángulo de abertura de la válvula de admisión es 240° , la cantidad de Diesel inyectada es de 85 mm^3 con un consumo de combustible de 220 g/kw.h , el motor es de 6 cilindros en línea y de cuatro tiempos con una densidad de combustible de $0,83 \text{ g/cm}^3$ que entrega una potencia de 102 kW .

Respuesta:

$$t_{VA} = 0,022 \text{ s}$$

12. El diagrama de distribución de un motor Otto de cuatro tiempos indica que el ángulo de abertura de la válvula de admisión es de 255° , el motor además cuenta con las siguientes características: $N_i = 35 \text{ Kw}$; $p_i = 108,75 \text{ psi}$; $i = 4$; $D = 69 \text{ mm}$; $S = 65 \text{ mm}$. Calcular cuánto tiempo permanece abierta la válvula de admisión.

Respuesta:

$$t_{VA} = 0,0078 \text{ s}$$

13. Un motor de dos tiempos y de 4 cilindros tiene una potencia de 60 Kw , un consumo de combustible de $0,28 \text{ kg/Kw.h}$ y una cantidad inyectada de combustible de $0,058 \text{ gramos}$. En el diagrama de distribución de este motor la válvula de admisión se abre 15° antes de PMS y se cierra 41° después del PMI y la de escape se abre 54° antes del PMI y se cierra 10° después del PMS. Calcule los tiempos de abertura de la VA y VE.

Respuesta: $t_{VA} = 0,0326 \text{ s}$; $t_{VE} = 0,0337 \text{ s}$

14. En un motor de combustión interna de 4 tiempos y 8 cilindros, tenemos la carrera o recorrido del embolo $s = 0,85 \text{ m}$, el diagrama de distribución de válvulas muestra los siguientes datos: las válvulas de admisión se abren 13° antes del PMS y se cierran 50° después del PMI, las de escape se abren 52° antes del PMI y se cierran 7° después del PMS, calcular los ángulos de abertura de las válvulas y sus tiempos, si la potencia efectiva del motor Diesel es $N_e = 90,5 \text{ kw}$, el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,85$, la presión media indicada $P_i = 8,5 \times 10^5 \text{ Pa}$ y el diámetro del embolo $D = 0,2 \text{ m}$.

Respuesta: $\alpha_{VA} = 243^\circ$; $\alpha_{VE} = 239^\circ$; $t_{VA} = 0,57 \text{ s}$; $t_{VE} = 0,56 \text{ s}$

15. ¿Cuánto tiempo permanece abierta la válvula de admisión? Para un motor de 8 cilindros y cuatro tiempos si la presión media indicada es $p_i=9,6 \times 10^5$ Pa, el diámetro del cilindro $D = 0,1$ m, el recorrido del embolo $S=0,09$ m y una potencia indicada de 181kw, el ángulo de abertura de válvula es de 240° .

Respuesta: $t_{VA} = 0,01$ s

16. En un motor de gasóleo cuya velocidad angular de rotación del eje cigüeñal es de 300 rad/s, con el diámetro del volante de impulsión de 260mm, la medida del arco que forma el adelanto al escape es de 125mm, además tiene un retraso al cierre de escape de 10° y la válvula de admisión se mantiene abierta 235° . Calcular el tiempo en que se mantiene abierta la válvula de admisión y la válvula de escape.

Respuesta: $t_{VA} = 0,0137$ s $t_{VE} = 0,014$ s

17. Calcular el tiempo y el arco que se mantiene abierta la válvula de admisión y válvula de escape si el adelanto a la apertura de admisión es de 17° , el retraso de cierre de admisión de 47° , un adelanto a la apertura de escape de 45° y un retraso de cierre de escape de 25° , si el motor se encuentra en régimen de 1600rpm y si el diámetro de polea es de 250mm.

Respuesta:

$$\alpha_{VA} = 244^\circ \quad \alpha_{VE} = 250^\circ \quad l_{VA} = 532,82\text{mm} \quad l_{VE} = 545,41\text{mm}$$

18. Para un motor de 4 cilindros que desarrolla una potencia de 100kW y que inyecta 0,0409gr de combustible, con un consumo específico de combustible de 275 gr/kW.h. Se sabe

que el retraso al cierre de escape es de 4° y que el solape es de 11° . Calcular el tiempo en segundos que la válvula de admisión se abre antes del PMS y la longitud de arco equivalente sobre el volante cuyo diámetro es de 225mm.

Respuesta: $t_{VA} = 2,08 \times 10^{-4}$ s $l_{VA} = 13,74\text{mm}$

19. Calcule el ángulo y la longitud de arco en que se realizan los tiempos de compresión y de trabajo de un motor, si el adelanto a la apertura de admisión es de 10° , el retraso al cierre de admisión es de 32° , el adelanto a la apertura de escape es de 29° y el retraso al cierre de escape es de 16° , el adelanto al encendido se realiza 12° antes del PMS, el diámetro del volante de inercia es de 186mm.

Respuesta: $t_{VA} = 2,08 \times 10^{-4}$ s $l_{VA} = 13,74\text{mm}$

20. Un motor mono cilíndrico tiene las siguientes cotas de reglaje: el adelanto a la apertura de admisión es de 15° , el retraso al cierre de admisión es de 45° , adelanto a la apertura de escape es de 42° y retraso al cierre de escape es de 10° . En el instante señalado el cigüeñal lleva girando 70° contados desde el PMS y se encuentra en la carrera de trabajo. Calcular el ángulo comprendido entre los ejes de simetría de la leva de escape con el eje de simetría de su empujador.

21. Un motor de cuatro tiempos posee las siguientes cotas de reglaje son: el adelanto a la apertura de admisión es de 15° , el retraso al cierre de admisión es de 35° , el adelanto a la apertura de escape es de 40° , el retraso al cierre de escape es de 8° . El cigüeñal lleva girados 70° contados desde el PMI de su carrera

de escape en el instante en que se considera. Calcular el ángulo comprendido entre el eje de simetría de la leva de admisión con el eje de simetría de su empujador.

22. Un motor tiene las siguientes cotas de distribución: el adelanto a la apertura de admisión es de 12° , el retraso del cierre de admisión es de 40° , el adelanto a la apertura de escape es de 44° , el retraso al cierre de escape es de 8° . Calcular el ángulo de apertura de la válvula de admisión, el ángulo de apertura de la válvula de escape, y el ángulo de traslape.

Respuesta: $\alpha_{VA} = 232^\circ$ $\alpha_{VE} = 232^\circ$ $\alpha_{cruce} = 20^\circ$

23. Un motor mono cilíndrico tiene las siguientes cotas de reglaje: el adelanto a la apertura de admisión es de 14° , retraso del cierre de admisión es de 40° , adelanto a la apertura de escape es de 42° , el retraso al cierre de escape es de 10° . En el instante considerado el cigüeñal lleva girados 60° contados desde el PMS y se encuentra en la carrera de trabajo. Hallar en ángulo del eje de simetría de la leva de admisión con el eje de simetría de su empujador.

Respuesta: $\alpha = 158,65^\circ$

24. El motor del Chevrolet Aveo family 1,8lt tiene las siguientes cotas de reglaje: el adelanto a la apertura de admisión es de 14° , el retraso del cierre de admisión es de 47° , el adelanto a la apertura de escape es de 45° , el adelanto al encendido de 10° , y si un ciclo operativo del mismo se cumple en 728° . Calcular el tiempo en segundos de cada carrera del motor, el tiempo en segundos que dura un ciclo si el motor está trabajando a 5200

rpm.

Respuesta:

$$t_{admisión} = 7,72 \times 10^{-3} s \quad t_{compresión} = 3,94 \times 10^{-3} s$$

$$t_{explosión} = 7,53 \times 10^{-3} s \quad t_{escape} = 7,467 \times 10^{-3} s$$

25. La polea acoplada al cigüeñal del motor de cuatro tiempos mencionado en el ejercicio anterior tiene un diámetro de 148mm, calcule las longitudes de arco de los parámetros antes propuestos.

Respuesta:

$$l_{admisión} = 311,26 mm \quad l_{compresión} = 158,86 mm$$

$$l_{explosión} = 187,27 mm \quad l_{escape} = 300,93 mm$$

CAPITULO V



SISTEMA DE REFRIGERACIÓN



Figura 3. Sistema de refrigeración

Fuentes: Autores

- **Área de enfriamiento del radiador (m²):**

$$F_R = \frac{Q}{K \cdot \Delta t}$$

K= Coeficiente de termotransferencia (150)

Q=Calor del motor al sistema de refrigeración (J)

Δt =Variación de temperatura (°C)

- **Densidad del aire ($\frac{Kg}{m^3}$) :**

$$\rho_{aire} = \frac{P_0 \cdot 10^6}{R_{aire} \cdot T_{maire}}$$

R_{aire}=Constante del aire ($\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$)

P₀=Presión atmosférica (MPa)

T_{maire}=Temperatura del aire(°C)

- Área frontal de la pared del radiador m²:

$$F_R = \frac{V_{aire}}{v_u}$$

v_u=Velocidad del aire al frente del radiador $\left(\frac{m}{s}\right)$

- Volumen de entrada del aire al motor por el radiador: $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

$$V_{aire} = \frac{G_{aire}}{\rho_{aire}}$$

G_{aire}=Magnitud que expresa la masa del gas (kg)

- Cantidad total de calor consumido en 1seg (KW):

$$Q_0 = \frac{Q_H \cdot Q_C}{3.6}$$

Q_C=Coeficiente de consumo de calor

Q_H=Calor producido por el motor $\left(\frac{KJ}{kg}\right)$

- Cantidad de calor que se desperdicia cuando el motor funciona y entrega al sistema de refrigeración (KW):

$$Q_1 = C \cdot i \cdot D^{(1+2m)} \cdot n^m \cdot \left(\frac{1}{\alpha}\right)$$

m=Coeficiente del aire (0,65)

n=Frecuencia de rotación de la bomba (rpm)

i=Número de cilindros

D=Diámetro de la tubería de circulación del líquido (mm)

α=Coeficiente de exceso de aire

C=Constante de refrigeración (0,43)

- Cantidad de calor que se genera en la combustión (MJ):

$$Q_{m1} = \frac{V_c \cdot E_c \cdot \rho}{3}$$

E_c=Poder calorífico del combustible $\left(\frac{MJ}{kg}\right)$

V_c=Volumen de consumo de combustible (lt)

- Calor extraído por el agua de refrigeración (KJ):

$$Q = m \cdot C_p \cdot (t_2 - t_1)$$

t₂=Temperatura superior °K

t₁=Temperatura inferior °K

m=Masa del agua (kg)

C_p=Calor específico $\left(\frac{KJ}{kg \cdot ^\circ K}\right)$

- Cantidad de circuitos necesarios para eliminar el calor $\left(\frac{1}{h}\right)$:

$$i = \frac{Q_{m1}}{V_a \cdot 4,19 \cdot (t_2 - t_1)}$$

V_a=Volumen de líquido en sistema de refrigeración (litros)

Q_{m1}=Cantidad de calor producido en la combustión (MJ)

- Volumen de agua para refrigerar el sistema (litros):

$$V = \frac{3 \cdot Q}{44(0,76)}$$

Q=Calor absorbido por el refrigerante (MJ)

- Cantidad de calor cedido por hora (KJ/h):

$$Q = V_a \cdot i \cdot 4,19 \cdot (t_2 - t_1)$$

t₂=Temperatura superior (°C)

t₁=Temperatura inferior (°C)

i=Número de veces que circula el refrigerante $\left(\frac{1}{\text{hora}}\right)$

- Número de calorías absorbidas por el refrigerante $\left(\frac{\text{caloría}}{\text{seg}}\right)$

$$M = A \cdot N \cdot [3, q - 0,1764[1 + (1 - n_m)]]$$

N=Potencia (CV)

q=Consumo de combustible (kg)

A=Fracción de la energía no utilizable

n_m=Rendimiento mecánico

- Coeficiente de transmisión de calor:

$$k = \frac{v_a^2}{4} + 8,5\sqrt{v_a}$$

v_a=Velocidad aire que circula por tubos del radiador $\left(\frac{\text{m}}{\text{seg}}\right)$

- Caudal de aire necesario para refrigerar el radiador $\left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)$

$$Q = 0,064 \cdot M$$

- Magnitud de superficie de enfriamiento (m²)

$$S = \frac{3600 \cdot M}{K \cdot (t_2 - t_1)}$$

- Diámetro del rotor o rueda de álabes del ventilador (cm):

$$D = \frac{60 \cdot v_a}{\pi \cdot n}$$

- Volumen del radiador (m³):

$$V_{\text{rad}} = F_t \cdot I_{\text{rad}}$$

I_{rad}=Profundidad del radiador (m)

F_t=Área frontal del radiador (m²)

(Jóvaj & Máslov, 1973). Sistema de Refrigeración: Pg. 524-533, Motores de Automóvil

PROBLEMAS RESUELTOS:

1. Determinar la cantidad total de calor consumida por el agua en un segundo, cuando circula en un radiador de un motor Diésel de cuatro tiempos si se conoce los siguientes datos: Q_H=43930 kJ/Kg; Q_c = 0,00442; i = 4; D = 75 mm; n = 5250 rpm; α = 0,5; m = 0,65; C = 0,43; T = 10°C. Además, hallar la cantidad de calor que se pierde cuando el motor está en funcionamiento.

Datos:

$$Q_H = 43930 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad C_p = 0,43$$

$$Q_c = 0,00442$$

$$\Delta_T = 10^\circ\text{C}$$

$$i = 4 \quad D = 75 \text{ mm}$$

$$n = 5250 \text{ rpm}$$

$$\alpha = 0,9$$

$$m = 0,65$$

Respuesta:

- a) Cantidad total de calor consumida en 1 seg.

$$Q_o = \frac{Q_H \cdot Q_c}{3,6}$$

$$Q_o = \frac{(43930)(0,00442)}{3,6}$$

$$Q_o = 194,17 \text{ kW}$$

- b) Cantidad de calor que se pierde necesariamente cuando el motor funciona y entrega al sistema de refrigeración.

$$Q_1 = C \cdot l \cdot D^{(1+2m)} \cdot n^m \cdot \left(\frac{1}{\alpha}\right)$$

$$Q_1 = (0,43)(4)(75^{(1+2(0,65))})(5250^{0,65}) \left(\frac{1}{0,9}\right)$$

$$Q_1 = 10,280 \text{ kW}$$

2. Determinar la superficie frontal de la pared del radiador, si se sabe que el coeficiente de termo transferencia $k=150$ y el calor que se entrega del motor al sistema de refrigeración es 53,5 KJ; la variación de temperatura $t = 30^\circ\text{C}$. Tomar en cuenta que la velocidad y la presión del aire al frente del radiador es de 16 m/s y $P_o = 0,15 \text{ MPa}$ respectivamente.

Datos:

$$V_v = 16 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$k = 150$$

$$P_o = 0,15 \text{ MPa}$$

$$G_{\text{aire}} = 15,63$$

$$F_R = ?$$

$$\Delta t = 30^\circ\text{C}$$

$$Q_1 = 53500 \text{ J}$$

Respuesta:

- a) Superficie de enfriamiento del radiador

$$F_R = \frac{Q}{K \cdot \Delta t}$$

$$F_R = \frac{53500}{(150)(30)}$$

$$F_R = 11,889 \text{ m}^2$$

- b) Densidad de aire

$$\rho_{\text{aire}} = \frac{p_o \cdot 10^6}{R_{\text{aire}} \cdot T_{\text{aire}}}$$

$$\rho_{\text{aire}} = \frac{(0,1) \cdot 10^6}{(287)(325,5)}$$

$$\rho_{\text{aire}} = 1,07 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

c) Volumen de entrega de aire promedio del radiador

$$V_{\text{aire}} = \frac{G_{\text{aire}}}{\rho_{\text{aire}}}$$

$$V_{\text{aire}} = \frac{15,63}{1,07}$$

$$V_{\text{aire}} = 14,67 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

d) Superficie frontal de la pared del radiador

$$F_R = \frac{V_{\text{aire}}}{V_v}$$

$$F_R = \frac{14,61}{16}$$

$$F_R = 0,91 \text{ m}^2$$

PROBLEMAS PROPUESTOS:

1. Un vehículo de turismo lleva 10,5 litros de agua en el circuito de refrigeración y la diferencia de temperatura en el radiador es de 12°C. Si el número de veces que pasa el agua por el radiador es 260 (1/hora) . Determinar la cantidad de calor cedido por hora.

Respuesta: $Q = 137264,4 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{hora}} \right)$

2. El agua de refrigeración de un motor recircula 260 l/h y ha de absorber 113 kJ, con lo cual se eleva 11°C la temperatura del agua. ¿Cuántos litros de agua de refrigeración se necesitan?

Respuesta:

$$V = 9,43 \text{ lt}$$

3. Un vehículo lleva 10 litros de agua de refrigeración y consume 8.5 litros de combustible a los 100 km (poder calorífico del combustible, 44 mJ/Kg; densidad 0,76Kg/m³. Hay que evacuar el 35% de la cantidad de calor que se produce, con la cual la temperatura desciende 9°C.

- ¿Cuál es la cantidad de calor que se produce en la combustión?
- ¿Cuánta energía debe extraer el agua de refrigeración?
- ¿Cuántos circuitos por hora y por minuto se necesitan para evacuar esa cantidad de calor?

Respuesta:

$$Q_m = 0,284 \text{ MJ}; Q = 377,1 \text{ kJ}; i = 24,7 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

4. Un vehículo de turismo lleva 12 litros de agua en el circuito de refrigeración y la diferencia de temperatura en el radiador es 9°C. Calcular:

- La cantidad de calor cedida por hora si el número de veces que pasa el agua por el radiador es 340 (1/h)
- La cantidad de calor que se necesita para elevar los 12 litros de agua del sistema de refrigeración de 21°C a 90°C. Si el calor específico del agua es $C = 419 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{K})$.

Respuesta:

$$Q = 12340 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} ; Q = 2967 \text{ kJ}$$

5. El agua de refrigeración de un motor Diesel de cuatro tiempos efectúa 280 circuitos por hora y ha de absorber 118 MJ, con lo cual se eleva la temperatura del agua 18°C. ¿Cuántos litros de agua de refrigeración se necesitan?

Respuesta:

$$V = 5,58 \text{ litros}$$

6. Un vehículo lleva 10 litros de agua para la refrigeración y consume 7 litros de combustible a los 100 km, el poder calorífico del combustible es de 40 MJ/Kg, la densidad es de 0,73 Kg/m³, la temperatura a la entrada del radiador es de 85°C y a la salida es de 75°C. Determinar: a) Calor que se produce en la combustión. b) Calor que extrae el agua de refrigeración. c) Cuántos circuitos por hora se necesita para evacuar el calor que extrae el líquido de refrigeración.

Respuesta:

$$Q = 97333,33 \text{ kJ}; Q_T = 292000 \text{ kJ}; i = 232,299 \left(\frac{\text{circuitos}}{\text{hora}} \right)$$

7. Determinar la variación de temperatura en el sistema de refrigeración de un motor de combustión interna. Si se sabe que la cantidad de calor cedida es de 100540 kJ/h, el sistema de refrigeración contiene 8 litros de agua refrigerante que realizan 200 circulaciones por hora, la temperatura de entrada del agua refrigerante es de 79°C. b) Determinar la masa; considerar $C_p = 4,19 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{K})$

Respuesta:

$$\Delta t = 15^\circ\text{C}; m = 5141,83 \text{ kg}$$

8. Un bus lleva 15 litros de agua en el circuito de refrigeración y la diferencia de temperatura en el radiador es de 13°C. Calcular la cantidad de calor cedida por hora si el número de veces que pasa el agua por el radiador es 240 l/h.

Respuesta:

$$Q = 54,47 \text{ kW}$$

9. Qué cantidad de calor se necesita para elevar la temperatura de 10 litros de agua del sistema de refrigeración de 25°C a 90°C, considerar $C_p = 4,19 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{K})$ y cuál será el número de veces que circula el líquido si el $v = 12 \text{ lit}$ y $Q = 110250 \text{ kJ/h}$.

Respuesta:

$$Q = 2753,5 \text{ kJ}; i = 33,73 \left(\frac{i}{h} \right)$$

10. Determinar la superficie que deberá darse a un radiador para enfriar el agua de refrigeración de un motor de 4 cilindros, de 24 CV de potencia, si se sabe que el rendimiento mecánico del motor $\eta_m = 0,88$; el consumo de combustible del motor, por caballo hora es de 0,22 kg. Admitiendo que las calorías eliminadas por el agua representen el 40% del total desprendido por el motor; además se sabe que la velocidad del aire que circula por el haz tubular del radiador es igual a 11 (m)/seg; la diferencia de temperaturas en el aire que circula por el radiador es de 50°C.

Respuesta:

$$S = 5,457 \text{ m}^2$$

11. Hallar el número de calorías absorbidas o eliminadas por el medio refrigerante y el diámetro del rotor o rueda de álabes del ventilador de un motor de 25 caballos, el cual consume 5,6 litros de gasolina por hora, girando su eje a una velocidad de 3500 rpm; si sabemos que el aire que circula por el motor a una velocidad de $V_a = 32 \text{ m/seg}$ y el rendimiento mecánico del mismo es de $\eta_m = 0,9$; además la fracción de energía no utilizable es de 0,4 J, considerar el consumo de combustible $q = 0,2 \text{ kg}$.

Respuesta:

$$M = 4,059 \text{ calorías}; D = 17,46 \text{ cm}$$

CAPITULO VI

SISTEMA DE LUBRICACIÓN

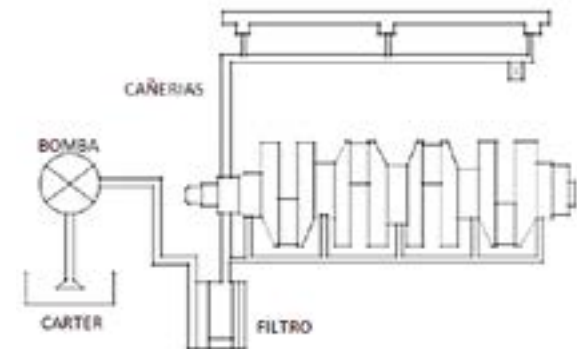


Figura 4. Sistema de lubricación

Fuente: Autores

- Cálculo del flujo (m^3/s):

$$Q_{ac} = (0,32)N_e$$

0,32= Circulación específica del combustible

N_e =Potencia efectiva (KW)

$$Q = A \cdot v$$

v =Velocidad con la que fluye el aceite (m/s)

A =Área de la sección transversal de la tubería (m^2)

CÁLCULO DE LOS COJINETES

- **Tolerancia mínima de aceite:**

$$h_{mtn} \geq h_{cri} + h_{trab}$$

h_{cri} =Holgura crítica de la película de aceite (μm)

h_{min} =Holgura mínima de la película de aceite (μm)

h_{trab} = Holgura de trabajo (μm)

- **Espesor mínimo de la película de aceite :**

$$h_{mtn} = \delta(1 - x)$$

x =Excentricidad relativa

δ =Holgura radial (μm)

- **Espesor máximo de la película de aceite :**

$$h_{mtn} = \delta(1 - x)$$

- **Holgura radial :**

$$\delta = 0,5 (D_e - e)$$

D_e = Diámetro del eje (mm)

e = Excentricidad (mm)

- **Coefficiente de fiabilidad operacional del cojinete:**

$$H = \frac{h_{mtn}}{h_{cri}} \geq 1,5$$

- **Coefficiente de carga:**

$$\Phi = \frac{\Psi^2 \cdot (k_{max})}{\mu \cdot n}$$

Ψ = Holgura relativa (mm)

μ = Viscosidad dinámica del aceite (kPa.s)

K_{max} =Presión máxima en el muñon de biela(Pa)

n = Revoluciones del cigueñal (rps)

- **Relación de presiones sobre el muñon de biela:**

$$\frac{K_{max}}{K_m} = x$$

K_m =Presión media sobre el muñon de biela (MPa)

K_{max} =Presión máxima sobre el muñon de biela (MPa)

- **Potencia indicada (KW):**

$$N_i = \frac{2 \cdot P_{mi} \cdot V_h \cdot n \cdot t}{10^3 \cdot \tau}$$

τ =Número de tiempos del motor

i =Número de cilindros

n =Revoluciones del cigueñal (rps)

V_h =Volumen del cilindro (m^3)

P_{mi} =Presión media indicada (Pa)

- **Volumen del cilindro (m³)**

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4}$$

S=Carrera del cilindro (m)

D=Diámetro del cilindro (m)

- **Potencia efectiva (KW):**

$$N_e = \frac{2 \cdot P_{me} \cdot V_h \cdot n \cdot l}{10^3 \cdot \tau}$$

P_{me} =Presión media efectiva

- **Temperatura media del aceite (°C):**

$$t_{ma} = \frac{t_{as} + t_{ae}}{2}$$

t_{as}=Temperatura de salida del aceite (°C)

t_{ae}=Temperatura de entrada del aceite (°C)

CÁLCULO DE LA BOMBA DE ACEITE

- **Caudal del aceite que ingresa a los cojinetes $\left(\frac{m^3}{h}\right)$:**

$$V_c = C \cdot n \cdot d \cdot l_c$$

d= Diámetro del muñon del cigüeñal (m)

C=Coficiente de la bomba (0,008 ... 0,012)

n= Revoluciones del cigüeñal (rpm)

l_c= Número de cojinetes

- **Velocidad media del pistón:**

$$C_m = n \cdot 2 \cdot S$$

S=Carrera del cilindro

- **Flujo volumétrico de la bomba de aceite $\left(\frac{m^3}{h}\right)$:**

$$V_b = (1,7) \cdot V_c$$

- **Caudal teórico de suministro de la bomba de aceite $\left(\frac{m^3}{h}\right)$:**

$$V_t = \frac{V_b}{n_{b1}}$$

- **Caudal que suministra la bomba de engranes $\left(\frac{m^3}{h}\right)$:**

$$V_b = (47)(n_{b2})(d_e^2 - d_i^2) \cdot c \cdot n$$

d_i=Diámetro interno (m)

c=Longitud del diente (m)

n=Frecuencia de rotación del cigüeñal (rpm)

n_{b2}=Coficiente volumétrico de suministro

d_e=Diámetro externo (m)

• **Diámetro externo:**

$$d_e = d + (2.a)$$

a=Longitud del addendum

d=Diámetro del círculo primitivo

• **Diámetro interno:**

$$d_i = d - (2.b)$$

b=Longitud del dedendum

(Jóvaj & Máslov, 1973). Sistema de Engrase: Pg. 512-515, Motores de Automóvil

PROBLEMAS RESUELTOS:

1. En un motor de combustión interna de cuatro tiempos en el momento de la combustión el pistón se desplaza con una velocidad media de 12 m/s, el recorrido del émbolo es $S = 0,08$ m, el diámetro del muñón del árbol del cigüeñal es 5,5 cm, el número de cojinetes en total es $i_c = 14$ (Tomar en cuenta la constante $c = 0,012$). Determinar:

- El caudal de aceite que ingresa a los cojinetes en m^3/h
 - El caudal de la bomba de aceite.
 - El caudal teórico de suministro de la bomba de aceite.
- Si $\eta_{bi} = 0,85$

Datos:

$$\tau = 4$$

$$C_m = 12 \frac{m}{s}$$

$$s = 0,008 \text{ m}$$

$$i_c = 14$$

Respuesta:

- Caudal del aceite que ingresa a los cojinetes.

$$C_m = 12 \frac{m}{s}$$

$$n = 4500 \text{ rpm}$$

$$V_C = C.n.d.i_c$$

$$V_C = (0,012) (4500 \frac{1}{\text{min}}) (0,055)^2 (14) \frac{60 \text{ min}}{1h}$$

$$V_C = 137,219 \frac{m^3}{h}$$

- Caudal de la bomba de aceite

$$V_h = (1,7)V_C$$

$$V_h = (1,7)(137,219)$$

$$V_h = 233,264 \frac{m^3}{h}$$

c) Caudal teórico de suministro de la bomba de aceite

$$V_t = \frac{V_b}{n_{b1}} = \frac{233,264}{0,85}$$

$$V_t = 274,428 \frac{m^3}{h}$$

2. Determinar el coeficiente de fiabilidad operacional del cojinete de biela, si se sabe que la holgura mínima y el espesor crítico de la película de aceite entre el cojinete y el eje son $6\mu m$ y $3,1\mu m$ respectivamente. Además hallar el coeficiente adimensional de carga si es un motor de combustión interna de 8 cilindros y de 4 tiempos con $N_i = 180,96$ kW, $P_{mi} = 9,6 \times 10^5$ Pa, el diámetro del cilindro $D = 0,1$ m; y el recorrido del émbolo $S = 0,09$ m, la presión máxima en el muñón de biela $k_{max} = 12$ MPa, la holgura relativa $\psi = 0,01$ mm; la viscosidad del aceite $\mu = 0,18$ kPa.s

Datos:

$H = ?$

$h_{min} = 6 \mu m$

$h_{crit} = 3,1 \mu m$

$\Phi = ?$

$D = 0,1$ m

$l = 8$

$S = 0,09$ m

$\tau = 4$

$k_{max} = 12$ MPa

$N_i = 180,96$ kw

$\psi = 0,01$ mm

$P_{mi} = 9,6 \times 10^5$ Pa

$\mu = 0,18$ kPa.s

Respuesta:

a) Coeficiente de fiabilidad operacional del cojinete

$$H = \frac{h_{min}}{h_{crit}}$$

$$H = \frac{6 \mu m}{3,1 \mu m} = 1,93$$

b) Coeficiente adimensional de carga del cojinete, $\Phi = ?$

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4}$$

$$V_h = \frac{\pi \cdot (0,1)^2 (0,09)}{4}$$

$$V_h = 70,69 \times 10^{-5} m^3$$

$$N_i = \frac{2 \cdot P_{mi} \cdot V_h \cdot n \cdot l}{10^3 \cdot \tau}$$

$$n = \frac{10^3 \cdot \tau \cdot N_i}{2 \cdot P_{mi} \cdot V_h \cdot l}$$

$$n = \frac{(4000)(180,96 \text{ kW}) \cdot 10^3}{2(9,6 \times 10^5 \text{ Pa})(70,96 \times 10^{-5} m^3)(8)}$$

$$n = 66,6 \text{ rpm}$$

$$\Phi = \frac{\psi^2 \cdot (k_{max})}{\mu \cdot n}$$

$$\Phi = \frac{(12 \times 10^6 \text{ Pa})(0,01)^2}{(180 \text{ Pa} \cdot s)(66,6 \text{ rpm})}$$

$$\Phi = 0,1$$

PROBLEMAS PROPUESTOS:

1. La combustión producida en un motor de 4 cilindros y de cuatro tiempos con ciclo Otto produce que el giro rotacional del muñón de bancada y el cojinete tenga una holgura radial de $\delta = 15 \mu\text{m}$ con una excentricidad relativa de $x = 0,6$. Determinar:

- a) El espesor mínimo de la película de aceite entre el cojinete y el eje.
- b) El estado térmico del cojinete si se sabe que las temperaturas del aceite a la entrada y salida del mismo son $t_{ac} = 80^\circ\text{C}$ y $t_{as} = 100^\circ\text{C}$ respectivamente.

Respuesta:

$$Q = h_{min} = 6 \mu\text{m} \quad t_{ma} = 90$$

2. La combustión producida en un motor de 6 cilindros y de cuatro tiempos, con una holgura radial de $\delta = 16,25 \mu\text{m}$ con una excentricidad relativa de $x = 0,6$. Determinar:

- a) El espesor mínimo de la película de aceite entre cojinete y eje.
- b) El estado térmico del cojinete si las temperaturas del aceite a la entrada y salida del mismo son $t_{ac} = 85^\circ\text{C}$ y $t_{as} = 100^\circ\text{C}$ respectivamente.

Respuesta:

$$Q = h_{min} = 6 \mu\text{m} \quad t_{ma} = 90$$

3. En un motor de cuatro tiempos y 8 cilindros, la relación de presiones máximas y medias convencionales sobre el muñón

de biela es $= 1,77$.

En un motor de cuatro tiempos y 8 cilindros, la relación de presiones máximas y medias convencionales sobre el muñón de biela es $K_{max}/K_{mc} = 1,77$.

El motor entrega una potencia efectiva $N_e = 150,49 \text{ kW}$, el diámetro del cilindro es $D = 0,13 \text{ m}$; la relación $S/D = 1,08$; el coeficiente adimensional de carga del cojinete es $\Phi = 2,8$, la viscosidad del aceite entre el cojinete y el muñón $\mu = 0,17 \text{ kPa.s}$. Determinar las revoluciones del cigüeñal en y la holgura relativa si $K_m = 8,5 \text{ MPa}$ y $P_e = 7,14$

Respuesta:

$$n = 28,29 \text{ r p s}; \quad \psi = 0,031$$

4. En los 3/4 de un motor fluye aceite por los propulsores y por medio de tuberías de $1,0 \text{ cm}$ de diámetro con una velocidad de 5 m/s . Hallar el flujo de aceite Q .

Respuesta:

$$Q = 3,927 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

5. Se tiene un motor a gasolina en donde se desea saber cuál es la relación mínima y máxima de los espesores de la película de aceite y la holgura máxima, si se sabe que la excentricidad relativa es de $0,4$ y una holgura radial $\delta = 3,4 \text{ mm}$ además el espesor crítico es de $0,75 \text{ mm}$.

Respuesta:

$$h_{min} = 2,04 \mu\text{m}; \quad h_{max} = 4,76 \mu\text{m} \quad H = 2,72 \geq 1,5$$

6. En un motor de combustión interna se desea saber cuál es el espesor mínimo de la película de aceite si se conoce que la presión máxima es de 33 Pa y la holgura relativa es de $30\mu\text{m}$ además el aceite posee una viscosidad relativa de $\mu = 0,25 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ y la velocidad del cigüeñal es de 170 r.p.s.

Respuesta:

$$\varphi = 698,82$$

7. En un motor a gasolina en el cual el aceite entra a los cojinetes a una temperatura de 89°C y sale de los mismos a 105°C se quiere determinar el estado térmico de los cojinetes es decir la temperatura media a la que se encuentran trabajando.

Respuesta:

$$t_{ma} = 97^\circ\text{C}$$

8. En los $\frac{3}{4}$ de un motor fluye aceite por los propulsores y por medio de tuberías de 2,0 cm de diámetro con una velocidad de 7 m/s. Calcular el flujo de aceite Q.

Respuesta:

$$Q = 2,199 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

9. Calcular la holgura mínima y máxima en la zona cargada del cojinete, si se sabe que la holgura radial es de $\delta = 2,2 \text{ mm}$ y la excentricidad relativa de $x = 0,45 \text{ mm}$.

Respuesta: $h_{\min} = 1,21 \mu\text{m}; h_{\max} = 3,19 \mu\text{m}$

10. Calcular el coeficiente de fiabilidad operacional del cojinete en un motor donde la holgura radial es $\delta = 2,5 \mu\text{m}$ y la excentricidad relativa es $x = 0,5$; tomando en cuenta que existe una holgura crítica de $0,75 \mu\text{m}$

Respuesta:

$$h_{\min} = 1,25 \mu\text{m}; H = 1,67 \geq 1,5$$

11. Calcular el estado térmico del cojinete si se sabe que la temperatura de entrada del aceite es $t_{ae} = 85^\circ\text{C}$ y la temperatura de salida del aceite $t_{as} = 105^\circ\text{C}$. Además, hallar la holgura mínima y máxima en la zona cargada del cojinete, si se tiene una holgura radial $\delta = 2,3 \text{ mm}$ y una excentricidad relativa $x = 0,65$.

Respuesta:

$$h_{\min} = 1,25; h_{\max} = 3,795 \mu\text{m}; t_{ma} = 95^\circ\text{C}$$

12. Calcular el caudal de aceite que ingresa a los cojinetes y el flujo volumétrico de la bomba de aceite de un motor que consta de 12 cojinetes con un diámetro de muñón de 120mm además se conoce que el cigüeñal rota a 3000 rpm y el coeficiente de la bomba es de 0,009.

Respuesta:

$$V_c = 279,93 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}; V_b = 475,84 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

13. En un motor de combustión interna de cuatro tiempos, 4 cilindros para su lubricación poseen una bomba de engranajes con un coeficiente volumétrico de suministro $\eta_{b2} = 0,80$ y la frecuencia de rotación del eje del cigüeñal $\omega = 200 \text{ rad/s}$. La

longitud del diente es 9mm, el diámetro del círculo primitivo es 30 mm y los valores del addendum =2mm y dedendum=2,50 mm. Calcular el caudal que suministra la bomba de engranajes.

Respuesta: $V_d = 0,33 \text{ m}^3/\text{min}$

14. En un motor de combustión interna de cuatro tiempos, 6 cilindros para su lubricación poseen una bomba de engranajes con un coeficiente volumétrico de suministro $\eta_{b2} = 0,85$ y la frecuencia de rotación del eje del cigüeñal $\omega = 230 \text{ rad/s}$. La longitud del diente es 10,2mm; el diámetro del círculo primitivo es 36 mm y los valores del addendum = 2,16mm y dedendum = 2,64 mm. Calcular el caudal que suministra la bomba de engranajes.

Respuesta: $V_d = 36,62 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$

15. En los 3/4 de un motor fluye aceite por los propulsores y por medio de tuberías de 0,7 cm de diámetro con una velocidad de 6 m/s. Hallar el flujo de aceite Q.

Respuesta: $Q = 2,31 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$

16. En un motor de combustión interna para saber cuál es el espesor mínimo de la película de aceite se necesita saber la excentricidad relativa para los cojinetes, para lo cual se tiene una presión máxima de 30 Pa. Una holgura relativa δ de 27 μm , el aceite posee una viscosidad relativa de $\mu = 0,22 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, la velocidad del cigüeñal es de 200 r. p. s.

Respuesta: $\varphi = 497,04$

CAPITULO VII

SISTEMA DE ENCENDIDO DEL MOTOR

Fórmulas:

$$1) \frac{N_p}{N_s} = \frac{V_p}{V_s} \quad 2) \alpha = \frac{N_s}{N_p} \quad 3) n = \frac{\gamma}{i}$$

Donde:

N_p =Devanado Primario

N_s =Devanado Secundario

V_p =Tensión del bobinado primario [V]

V_s =Tensión del bobinado secundario [V]

α =Relación de espiras entre bobinados primario y secundario

γ =Razón de entrega de alta tensión

n =RPM del motor

l =Longitud del cable [cm]

i =Numero de cilindros del motor

$$4) P = V \cdot I \quad 5) C = I \cdot t \quad 6) V = I \cdot R \quad 7) R = R_c \cdot l$$

Donde:

P =Potencia Eléctrica [W]

t =Tiempo [h]

I =Intensidad de corriente [A]

V =Tensión o voltaje [V]

R =Resistencia [Ω]

R_c =Resistencia del cable [Ω /cm]

C =Capacidad [A.h]

$$8) S = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

S=Superficie del núcleo [cm]

D=Diámetro del núcleo [cm]

$$9) H = \frac{1,25 \cdot I \cdot N}{l}$$

H=Intensidad de campo creada por el primario [G]

I=Intensidad de carga eléctrica [A]

N=Número de espiras

l=Longitud del bobinado [cm]

$$10) \phi = H \cdot S \cdot \mu$$

ϕ =Flujo magnético [Mx]

μ =Coeficiente de permeabilidad

$$11) E = \frac{\phi \cdot N}{t \cdot 10^8}$$

E=(f.e.m) Tensión de corriente inducida [V]

t=Tiempo [s]

$$12) \alpha_c = Dwell \cdot 90^\circ$$

α_c =Ángulo de cierre de la leva del ruptor [°]

Dwell=Ángulo Dwell

$$13) \alpha = \frac{360^\circ}{i} \quad 14) \alpha_a = 90^\circ - \alpha_c$$

α_a = Angulo de apertura de la leva del ruptor [°]

$$14) V_b = R_b \cdot I_b$$

R_b =Resistencia del bobinado [Ω]

V_b =Voltaje del bobinado [V]

I_b =Intensidad del bobinado [A]

$$15) t_v = \frac{2,60}{n}$$

t_v =Tiempo invertido por la leva del ruptor [s]

$$16) W = V \cdot C$$

W=Energía eléctrica acumulada [Wh]

$$17) f = \frac{n \cdot i}{120}$$

f Número de impulsos de encendido del motor [1/seg]

(Pérez & Martín, 2000). Sistema de Encendido: Pg. 310-314, Tecnología de la Electricidad del automóvil

PROBLEMAS RESUELTOS:

1. En un auto la bobina de encendido se cuentan 600 vueltas en el bobinado primario y se sabe que la relación con el bobinado secundario es 1:80. En los cables de bujía se mide una tensión de 40000V y se sabe que la bobina está entregando alta tensión a razón de 20000 veces por minuto.

Determine:

- ¿A qué revoluciones está girando el motor?
- El voltaje en el devanado primario
- La corriente que circula por el cable bobina-distribuidor si este presenta una resistencia de $6 \text{ k}\Omega/\text{m}$. (El cable mide 50cm). Calcule para un motor de 4 cilindros

Datos:

$$i = 4$$

$$N_p = 600$$

$$\alpha = 80$$

$$V_s = 40000$$

$$R = 6 \text{ k}\Omega/\text{m}$$

$$\gamma = 60000$$

Respuesta:

$$\alpha = \frac{N_s}{N_p}$$

$$80 = \frac{N_s}{600}$$

$$N_s = 48000 \text{ vueltas}$$

$$n = \frac{\gamma}{i}$$

$$n = \frac{20000}{4}$$

$$n = 5000 \text{ rpm}$$

$$\frac{N_p}{N_s} = \frac{V_p}{V_s}$$

$$\frac{V_s}{40000} = \frac{600}{48000}$$

$$V_s = 500 \text{ V}$$

$$V_s = I_s \cdot R$$

$$R = 6 \frac{\text{k}\Omega}{\text{m}} \cdot (0,5\text{m})$$

$$R = 3000 \Omega$$

$$V_s = I_s \cdot R$$

$$40000 \text{ V} = I_s \cdot 3000 \Omega$$

$$I_s = 13.33 \text{ A}$$

2. Calcular el voltaje (f.e.m) que generara una bobina de ignicion cuyo primario es de 4A, el secundario tiene 20000 espiras, el tiempo de apertura de los contactos del ruptor 0,0018 seg, el núcleo de la bobina tiene un diámetro de 25mm y es de

ferrita con un coeficiente de permeabilidad $\mu=80$.

Datos:

$$D = 25 \text{ mm} = 2,5 \text{ cm}$$

$$I = 4 \text{ A}$$

$$N = 800$$

$$\mu = 80$$

$$t = 0,0018 \text{ s}$$

$$l = 15 \text{ cm}$$

Respuesta:

Superficie del núcleo:

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$S = \frac{(3,1416)(2,5)^2}{4}$$

$$S = 4,9 \text{ cm}^2$$

Intensidad de campo creada por el primario:

$$H = \frac{1,25 \cdot I \cdot N}{l}$$

$$H = \frac{(1,25)(4)(800)}{15}$$

$$H = 266,66 \text{ G}$$

Flujo magnético creado por el primario:

$$\Phi = H \cdot S \cdot \mu$$

$$\Phi = (266,66)(4,9)(80)$$

$$\Phi = 104533,34 \text{ Mx}$$

Tensión de la corriente inducido en el secundario:

$$E = \frac{\Phi \cdot Nt}{t \cdot 10^8}$$

$$E = \frac{(104533,34)(20000)}{(0,0018)10^8}$$

$$E = 11610 \text{ V}$$

PROBLEMAS PROPUESTOS:

3. En un sistema de ignición convencional se utiliza una bobina cuyo devanado primario consta de 250 vueltas con alambre grueso y aislado entre sí. Se mide que el voltaje en el devanado primario es de 105 V y que en el voltaje enviado a las bujías es de 15000 V. Determinar:

- Encuentre el número de vueltas del devanado secundario.
- La relación de vueltas entre el bobinado primario y secundario.

Respuesta:

$N_s = 35714$ vueltas, $\alpha = 1431$

4. Calcular la carga eléctrica necesaria para el arranque de un motor y la capacidad de las baterías si se usan 2 de 12 V en serie. La potencia requerida para el arranque es de 15000 W, así como el tiempo para el arranque es de 10 seg.

Respuesta:

$I = 625$ A; $C = 1,74$ Ah

5. Encuentre el número de vueltas dadas en el bobinado secundario de la bobina de encendido necesaria para elevar el voltaje de 300 V a 24000 V. Se sabe que el bobinado primario posee 175 vueltas. Hallar también la corriente que circula por los cables de alta tensión si la batería tiene una capacidad de 50 Ah.

Respuesta:

$N_s = 14000$ vueltas; $I_s = 0,625$ A

6. ¿Cuál es la capacidad de una batería y la intensidad necesaria para el arranque de un motor, si se requiere una potencia de 8000 W, usando 12 V, en un tiempo de arranque de 7 seg?

Respuesta:

$C = 1,29$ Ah; $I = 666,67$ A

7. Calcular el ángulo de cierre y el ángulo de apertura de la leva de ruptor del sistema de encendido $C = 1,29$ Ah; $I = 666,67$

A de un motor de 12 cilindros en V, de 4 tiempos; si el Dwell es 65%. La potencia máxima del motor se obtiene a 5250 rpm. Además, encuentre el tiempo invertido por la leva del ruptor en dar una vuelta.

Respuesta:

$\alpha_c = 58,5^\circ$; $\alpha_a = 31,5^\circ$; $t_r = 0,02285$

8. Calcular la intensidad de campo y el flujo magnético que generara una bobina formada por 250 espira que tiene una longitud de 12 cm, cuyo núcleo de ferrita tiene un diámetro de 2,5 cm y un coeficiente de permeabilidad de $\mu = 80$, si por el hilo de la bobina circula una corriente de 5A. Además, se requiere conocer la tensión que generara la bobina si el tiempo de apertura de los contactos del ruptor es 0,002 seg.

Respuesta:

$H = 130,208$ G; $\Phi = 51041,67$ Mx; $E = 6380,21$ V

9. En un vehículo de competencia se sabe que la resistencia del bobinado es de 16 Ω . Calcular:

a) La tensión máxima en ese bobinado si la intensidad máxima admisible no pasa a 0,75 A.

b) El ángulo de cierre y el ángulo de apertura de la leva del ruptor del sistema de encendido del motor que tiene 8 cilindros en V y 4 tiempos, el Dwell es 70%. El tiempo invertido por la leva del ruptor en dar una vuelta si la potencia máxima se obtiene a 5200 rpm.

Respuesta:

$$V_b = 12 \text{ V}; \quad \alpha_c = 63^\circ; \quad \alpha_a = 27^\circ; \quad t_r = 0,02285 \text{ min}$$

10. El manual de un vehículo indica que la capacidad de la batería de dicho automotor es 55 Ah. Se desea saber:

- ¿Cuántas horas puede estar conectada la reproductor de video (7V, 6A) hasta que se descargue la batería?
- ¿Cuánta energía eléctrica hay acumulada en la batería cargada completamente?
- ¿Qué tensión necesita el filamento de una bujía NGK con una resistencia de 30Ω para que la intensidad de la corriente del filamento es 0,5 A?

Respuesta:

$$t = 9,16 \text{ h}; \quad W = 385 \text{ Wh}; \quad V_b = 15 \text{ V}$$

11. La capacidad de la batería de un vehículo es de 60 Ah, la corriente que circula por el bobinado primario es de 6A, el voltaje de la batería es de 12V y el número de espiras del bobinado primario es 30, se sabe también que el número de espiras del bobinado secundario de 30000. Determinar:

- El tiempo que se demora la batería en descargarse completamente si el vehículo se encuentra en contacto asumiendo que solo el bobinado primario consume corriente.
- La energía eléctrica acumulada en la batería.
- El voltaje de salida de la bobina.

Respuesta:

$$t = 10 \text{ h}; \quad W = 720 \text{ Wh}; \quad V_s = 12000 \text{ V}$$

12. En un M CI, calcular el tiempo que se demora en descargarse una batería de 12V con 924 Wh de energía acumulada, el bobinado primario utiliza 6A y el secundario 1,5 A de la bobina.

Respuesta:

$$t = 38,47 \text{ h}$$

13. Un auto tiene el volumen de trabajo de un cilindro de 2,22 x , un diámetro del cilindro de 0,133 m y una velocidad media del émbolo de 9,6 Sus bujías utilizan 12 V en el sistema de encendido y ofrecen una resistencia al salto de chispa de 0,05 Ω ; el ángulo de cierre es de 54° . Determinar:

- La corriente utilizada por la bujía
- La potencia utilizada por la bujía
- El tiempo que está cerrado el platino

Respuesta:

$$I = 240 \text{ A}; \quad P = 2880 \text{ W}; \quad t_v = 0,01 \text{ seg}$$

14. Un M.C.I. cuatro cilindros tiene una velocidad angular de rotación del eje del cigüeñal de 150 Se sabe también que el tiempo de cierre es de 0,015 seg. Determinar:

- Ángulo de cierre en grados
- Número de impulsos de encendido del motor

Respuesta:

$$\alpha_c = 64,4^\circ ; f = 48 \text{ [1/seg]}$$

15. La batería de un vehículo tiene una capacidad de acumulación de energía de 324 Wh cargada al 100% y 12 V, se sabe también que el vehículo posee un motor de 6 cilindros, el número de impulsos de encendido del motor es de 120 [1/seg] y el ángulo de cierre del ruptor en grados es 55° . Determinar:

- Tiempo de cierre
- Capacidad de la batería

Respuesta:

$$t_v = 7,63 \times 10^{-3} \text{ seg} ; C = 27 \text{ Ah}$$

16. Encontrar el flujo magnético que genera una bobina formada por 250 espiras que tienen una longitud de 10 cm, cuyo núcleo de ferrita tiene diámetro de 3 cm. Considérese un $\mu = 60$ y que por cada hilo circula una corriente de 7 A.

Respuesta:

$$\Phi = 92775 \text{ Mx}$$

18. Una bobina elevadora de 12 a 19000 V y 60 Hz, tiene un núcleo de hierro que mide 75 mm x 25 mm. Se va a usar una densidad máxima de flujo de 3200 líneas / pulg² (0,0496 Wh/m²). Calcule lo siguiente si existe una pérdida de área de 9% debido al factor de ampliamento de los laminados. Determinar:

- Vueltas del primario requeridas

- Vueltas por voltaje
- Vueltas del secundario requeridas
- Factor de transformación

Respuesta:

$$N_p = 842335 \text{ vueltas}; \text{ Vueltas por volt} = 44,3 \frac{e}{V}$$

$$N_s = 532 \text{ vueltas}; \alpha = 6,3 \times 10^{-4}$$

CAPITULO VIII



SISTEMA DE INYECCIÓN ELECTRÓNICA DE COMBUSTIBLE

Presión de inyección y pulverización

$$P_{iny} = P'p - P$$

P_{iny} =presión de inyección o pulverización (bar)

$P'p$ =presión en el pulverizador (bar)

P =presión del gas en el cilindro(bar)

Variación del caudal volumétrico o másico del combustible

$$Qp = \frac{d \cdot V_{iny}}{d\tau} = f(\tau)$$

Qp =Variación caudal volumétrico o másico combustible

$d \cdot V_{iny}$ =Volumen de combustible al inicio de inyección

$\frac{d \cdot V_{iny}}{d\tau}$ =Velocidad volumétrica de combustible

Cantidad de combustible que sale del inyector por tiempo

$$Q_p = f_{s,e} \sqrt{\frac{2}{\rho_c} (p_p - p_{at})}$$

$f_{s,e}$ =Sección de estrangulación en el inyector.

ρ_c =Densidad del combustible

Sección de estrangulación en el inyector

$$f_{s,e} = \frac{b \cdot l \cdot n}{a \cdot \gamma \cdot \alpha \cdot \sqrt{5200 P_{iny}}}$$

b =Caudal por émbolada a plena carga $\left(\frac{cm^3}{emb}\right)$

i =Número de cilindros

n =Revoluciones del motor (rpm)

a =Constante cuatro tiempos=2; dos tiempos=1

γ =inyección en grados del cigüeñal (15°-18°)

α =Coeficiente para inyectores de orificios (0,65)

p_{in} =presión de inyección

Cantidad másica de combustible suministrada por cada inyector

$$G_{cc} = \rho_c \cdot V_{sc}$$

v_{sc} =Suministro cíclico de combustible.

Tiempo en que las perturbaciones del combustible se propagan por los conductos

$$\Delta\tau_r = \frac{L}{a}$$

L =Distancia entre el racor y el cuerpo del inyector (m)

a =Velocidad de perturbación para M.C.I (1200-1400) m/seg

Cantidad de aire de admisión

$$Q_a = Vh \cdot \alpha_1$$

α_1 =Coeficiente de exceso de aire en el motor.

Inyección por minuto

$$\frac{l}{m} = n \cdot 2$$

l/m = Inyección por minuto

Peso de aire

$$\omega_a = Q_a \cdot 1,29$$

ω_a = Peso del aire dentro del cilindro(g)

1 lt de aire=1,29g

Peso de combustible

$$\omega_c = \frac{\omega_a}{\epsilon}$$

c_m = Velocidad media del pistón

Revoluciones por minuto del cigüeñal

$$n = \frac{c_m}{2 \cdot s}$$

ω_a = Velocidad media del pistón

s = Carrera del pistón

(Pérez & Martin, 2000). Sistema de inyección electrónica: Pg. 420-424, Tecnología de la Electricidad del automóvil

PROBLEMAS RESUELTOS:

1. Un M.C.I. de cuatro tiempos y 4 cilindros con un diámetro $D=0,11$ m, el recorrido del émbolo $s=0,14$ m, el sistema de inyección electrónica cuenta con inyectores de orificios, con una presión de pulverización $P'p=250$ bar, la presión de gas en el cilindro $P=180$ bar, una duración de la inyección a plena carga en grados del cigüeñal $\gamma=15^\circ$, el caudal a plena carga $b=30,08$ mm³, la velocidad media del émbolo $C_m = 8,4$ m/s. Calcular la presión de inyección y la sección de estrangulamiento mínima del inyector.

Datos

$D= 0,11$ m

$P=180$ bar

$s= 0,14$ m

$\gamma= 15^\circ$

$P'p= 250$ bar

$b= 30,08$ mm³

$$C_m = 8,4 \text{ m/s} \quad i=4$$

Respuesta:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s$$

$$V_h = \frac{\pi \cdot (0,11)^2}{4} \cdot 0,14$$

$$V_h = 1,33 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Calculamos la presión de inyección

$$P_{iny} = P'p - P$$

$$P_{iny} = 250 - 180$$

$$P_{iny} = 70 \text{ bar}$$

Cálculo del número de revoluciones

$$n = \frac{C_m}{2 \cdot s}$$

$$n = \frac{8,4}{2 \cdot 0,14}$$

$$n = 30 \text{ rps} = 1800 \text{ rpm}$$

La sección de estrangulación mínima

$$f_{s,e} = \frac{b \cdot i \cdot n}{a \cdot \gamma \cdot \alpha \cdot \sqrt{5200 P_{iny}}}$$

$$f_{s,e} = \frac{30,08 \cdot 4 \cdot 1800}{2 \cdot 15 \cdot 0,65 \cdot \sqrt{5200 \cdot 70}}$$

$$f_{s,e} = \frac{216576}{11764,82}$$

$$f_{s,e} = 18,4 \text{ mm}^2$$

2. En un motor de inyección electrónica a gasolina que tiene 6 cilindros, cuatro tiempos con un diámetro de cilindro de 0,18 m y el recorrido del émbolo 0,16 m. El sistema de inyección tiene las siguientes características $\alpha=0,65$, presión de pulverización $P'p=250$ bar, la presión del gas en el cilindro $P=178$ bar, la duración de la inyección a plena carga en grados del cigüeñal $\gamma=18^\circ$, la velocidad media del émbolo es 8m/s y el caudal a plena carga $b=31 \text{ mm}^3$. Calcular la presión de inyección y la sección de estrangulamiento mínima del inyector.

Datos

$$D = 0,18 \text{ m}$$

$$P = 178 \text{ bar}$$

$$s = 0,16 \text{ m}$$

$$\gamma = 18^\circ$$

$$P'p = 250 \text{ bar}$$

$$b = 31 \text{ mm}^3$$

$$C_m = 8 \text{ m/s}$$

$$i = 6$$

Respuesta:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s$$

$$V_h = \frac{\pi \cdot 0,18^2}{4} \cdot 0,16$$

$$V_h = 4,07 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Cálculo presión de inyección

$$P_{iny} = P'p - P$$

$$P_{iny} = 260 - 178$$

$$P_{iny} = 82 \text{ bar}$$

Cálculo número de revoluciones

$$n = \frac{c_m}{2 \cdot s}$$

$$n = \frac{8}{2 \cdot 0,16}$$

$$n = 25 \text{ rps} = 1500 \text{ rpm}$$

La sección de estrangulación mínima

$$f_{s,e} = \frac{b \cdot i \cdot n}{a \cdot \gamma \cdot \alpha \cdot \sqrt{5200 P_{iny}}}$$

$$f_{s,e} = \frac{31 \cdot 6 \cdot 1500}{2 \cdot 18 \cdot 0,65 \cdot \sqrt{5200 \cdot 82}}$$

$$f_{s,e} = \frac{279000}{23,4 \cdot \sqrt{5200 \cdot 82}}$$

$$f_{s,e} = \frac{279000}{15280,03} \rightarrow f_{s,e} = 18,25 \text{ mm}^2$$

PROBLEMAS PROPUESTOS:

3. Un motor de inyección electrónica a gasolina tiene 6 cilindros, 4 tiempos, un diámetro de cilindro de 0,18 m, con recorrido del émbolo de 0,16 m, $\alpha=0,65$, la presión de pulverización $P'p=230$ bar, la presión del gas en el cilindro 160 bar, una duración de la inyección a plena carga en grados del cigüeñal $\gamma=15^\circ$, la velocidad media del émbolo 7,6 m/s y el caudal a plena carga $b=32$ mm³. Calcular la presión de inyección y la sección de estrangulamiento mínima del inyector.

Respuesta:

$$P_{iny} = 70 \text{ bar} ; f_{s,e} = 23,2 \text{ mm}^2$$

4. Si tenemos un motor de cuatro tiempos y cuatro cilindros con un diámetro del cilindro 0,15 m, carrera de 0,2 m, la inyección electrónica tiene una presión en el pulverizador de 380 bar, una presión del gas 200 bar, una duración de la inyección a plena carga en grados del cigüeñal $\gamma=25^\circ$, un $\alpha=0,9$; un caudal a plena carga $b=28$ mm³. Calcular la presión de inyección y la sección de estrangulamiento mínimo del inyector, si el pistón tiene una velocidad media de 10 m/s.

Respuesta: $P_{iny} = 180 \text{ bar} ; f_{s,e} = 3,85 \text{ mm}^2$

5. Se tiene un motor de gasolina que trabaja a un número de revoluciones de 2900rpm, adopta una cilindrada de 0,27, con un exceso de aire, la presión en el pulverizador es de 300 bar, una presión del gas en el cilindro de 190 bar y su relación de compresión es 15. Calcular la presión de inyección, la

cantidad de aire de la combustión, el peso del aire y el peso del combustible en cada inyección.

$$P_{iny} = 110 \text{ bar} ; Q_a = 0,164 \text{ lt} ; \omega_a = 0,212 \text{ g} ; \omega_c = 0,014 \text{ g}$$

6. Un motor de 6 cilindros y 4 tiempos con inyección electrónica tiene un diámetro del cilindro 0,19 m, una carrera de 0,16 m, $\alpha=0,73$; la presión en el pulverizador es de 290 bar, la presión del gas en el cilindro 235 bar, la duración de la inyección $\gamma=20^\circ$ en grados del cigüeñal, un caudal de 30 mm^3 , y con un número de revoluciones por minuto de 2100. Calcular la presión de inyección, la sección de estrangulamiento mínima del inyector y la cilindrada del motor.

Respuesta:

$$P_{iny} = 55 \text{ bar} ; f_{s,e} = 23,2 \text{ mm}^2 ; V_h = 4,53 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

7. Calcular la potencia y la presión de inyección en el cilindro de un motor de inyección Gasóleo de cuatro cilindros, 4 tiempos que trabaja a un número de revoluciones de 2900 rpm, el consumo es de $25 \text{ g/Kw}\cdot\text{h}$, una presión en el estrangulador de 300 bar, la presión de inyección del combustible 100bar, densidad del combustible $0,75 \text{ g/cm}^3$, cantidad inyectada de combustible es de 50 mm^3 .

Respuesta: $P_g = 522 \text{ Kw} ; P = 200 \text{ bar}$

8. Un motor de 4 cilindros y 4 tiempos tiene un volumen de trabajo de $0,374 \text{ m}^3$, el coeficiente de exceso de aire $\alpha_{it}=0,421$, la distancia entre el racor y el cuerpo del inyector es 0,3m la velocidad de las perturbaciones del combustible que se

propagan en los conductos es de 1200 m/s, la presión en el pulverizador es 400 bar, la presión del gas en el cilindro 200 bar y una relación de compresión de 17,8. Calcular la presión de inyección, la cantidad de aire destinada a tomar parte en la combustión, el peso del aire y el peso del combustible.

Respuesta:

$$P_{iny} = 200 \text{ bar} ; Q_a = 157 \text{ lt} ; \omega_a = 202,53 \text{ gr} ; \omega_c = 11,38 \text{ g}$$

9. Encontrar la presión de inyección, la sección de estrangulamiento mínima del inyector de un motor de 4 cilindros y 4 tiempos tomando en cuenta los siguientes datos, la velocidad media del émbolo 8,4 m/s, un diámetro del cilindro de 0,22 m, el recorrido del émbolo 0,14 m, la inyección de combustible adopta para $\alpha=0,65$, la presión en el pulverizador es 270 bar, la presión del gas en el cilindro 188 bar, una duración de la inyección $\gamma=18^\circ$ en grados del cigüeñal y el caudal a plena carga es $b=30,08 \text{ mm}^3$.

Respuesta: $P_{iny} = 82 \text{ bar} ; f_{s,e} = 14,17 \text{ mm}^2$

10. Un motor a inyección de 4 cilindros y de 4 tiempos con una carrera de 0,14 m, el diámetro del cilindro es 0,11 m, la inyección de combustible toma para $\alpha=0,65$, existe una presión en el pulverizador de 250 bar, la presión de gas en el cilindro 180 bar, una duración de la inyección $\gamma=15^\circ$ en grados del cigüeñal, el caudal a plena carga es $b=30,08 \text{ mm}^3$. Calcular la presión de inyección y la sección de estrangulamiento mínima del inyector tomando en cuenta la velocidad media del émbolo de 8,4 m/s.

Respuesta:

$$P_{iny} = 70 \text{ bar} ; f_{s,e} = 18,4 \text{ mm}^2$$

11. Un motor Gasóleo de 4 tiempos y 4 cilindros a 2500 rpm desarrolla una potencia de 45 Kw para cada ciclo de trabajo se inyecta 48 mm³ con una presión de inyección de 100 bar, la presión en el pulverizador es 300 bar, el combustible tiene una densidad de 0,85 g/cm³, con un suministro cíclico de combustible de 50 mm³. Calcular el consumo de combustible específico, la presión de inyección y la cantidad másica de combustible suministrada por cada inyector.

Respuesta: $b = 272 \text{ g/Kw} \cdot \text{h} ; P_{iny} = 100 \text{ bar} ; G_{cc} = 42,5 \text{ mm}^3$

12. En un motor de cuatro cilindros y cuatro tiempos con un diámetro del cilindro 0,22 m, el recorrido del émbolo 0,14 m, la inyección electrónica toma un coeficiente igual a 0,65; existe una presión en el pulverizador de 300 bar, la presión del gas en el cilindro 180 bar, la duración de la inyección en grados del cigüeñal $\gamma=18^\circ$, el caudal a plena carga $b=30 \text{ mm}^3$ y la velocidad media del émbolo es 9,2 m/s. Calcular la presión de inyección y la sección de estrangulamiento mínima del inyector.

Respuesta: $P_{iny} = 120 \text{ bar} ; f_{s,e} = 10,39 \text{ mm}^2$

13. Un motor Gasóleo de cuatro tiempos y seis cilindros desarrolla a 2000 rpm una potencia de 120 Kw, se ha medido un consumo específico de 260 g/Kw·h, la duración de la inyección a plena carga en grados del cigüeñal $\gamma=18^\circ$, $\alpha_1=\alpha=0,65$, la cantidad de aire destinado a la combustión $Q_a=0,158 \text{ lt}$, el peso del aire es 1,29 g, la relación de compresión es 18. Calcular la

cantidad inyectada por ciclo de trabajo, la cilindrada unitaria, el peso del aire dentro del cilindro y el peso del combustible.

Respuesta:

$$K_{IV} = 0,0866 \text{ g} ; V_h = 0,24 \text{ lt} ; \omega_a = 0,203 \text{ g} \quad \omega_c = 0,11 \text{ g}$$

14. Un motor gasóleo de cuatro tiempos y seis cilindros desarrolla a 2200 rpm una potencia de 105 Kw, se ha medido un consumo específico de 258 g/Kw·h, la duración de la inyección a plena carga en grados del cigüeñal $\gamma=19,5^\circ$, $\alpha_1=0,58$, una relación de compresión de 16, la cantidad de aire destinado para la combustión $Q_a=0,168 \text{ lt}$, el peso del aire es 1,29 g. Calcule la cantidad inyectada por ciclo de trabajo, la cantidad de aire dentro del cilindro, la cilindrada unitaria, y el peso del combustible.

Respuesta:

$$K_{IV} = 0,068 \text{ g} ; V_h = 0,068 \text{ lt} ; \omega_a = 0,216 \text{ g} \quad \omega_c = 0,013 \text{ g}$$

15. Un motor de 6 cilindros y 4 tiempos con un diámetro del cilindro de 88,9 mm, el recorrido del émbolo 79,76 mm. El coeficiente $\alpha=0,65$. La presión en el pulverizador 265 bar, la presión del gas en el cilindro 178 bar, la dosificación de inyección a plena carga en grados del cigüeñal $\gamma=22,5^\circ$, un caudal a plena carga $b=33,48 \text{ mm}^3$. Calcular la presión de inyección, la sección de estrangulamiento mínima del inyector tomando en cuenta la velocidad media del émbolo 12 m/s.

Respuesta:

$$P_{iny} = 87 \text{ bar} ; f_{s,e} = 46,08 \text{ mm}^2$$

16. Un motor gasóleo de cuatro tiempos y ocho cilindros, tiene un consumo específico de 272 g/Kw·h, un número de revoluciones por minuto de 3500, una densidad del combustible de 0,82 g/cm³, una cantidad inyectada de 48 mm³, el suministro cíclico de combustible es 55 mm³ la presión de inyección 98,5 bar, la presión en el pulverizador 350 bar. Calcular la potencia del motor, la presión de los gases en el cilindro y la cantidad másica de combustible suministrada en cada inyección.

Respuesta:

$$P_e = 121,55 \text{ Kw} ; P = 251,5 \text{ bar} ; G_{cc} = 45,1 \text{ g}$$

17. Un motor de inyección electrónica a gasolina tiene 4 cilindros, 4 tiempos, un diámetro de cilindro de 0,15 m, con recorrido del émbolo de 0,1 m, $\alpha=0,6$, la presión de pulverización $P'p=300$ bar, la presión del gas en el cilindro 180 bar, una duración de la inyección a plena carga en grados del cigüeñal $\gamma=13^\circ$, la velocidad media del émbolo 7 m/s y el caudal a plena carga $b=30$ mm³. Calcular la presión de inyección y la sección de estrangulamiento mínima del inyector.

Respuesta:

$$P_{iny} = 120 \text{ bar} ; f_{s,e} = 20,45 \text{ mm}^2$$

18. Un motor de 6 cilindros y 4 tiempos tiene un volumen de trabajo de 0,5 m³, el coeficiente de exceso de aire $\alpha_1=0,5$, la distancia entre el racor y el cuerpo del inyector es 0,25m la velocidad de las perturbaciones del combustible que se propagan en los conductos es de 1100 m/s, la presión en el pulverizador es 350 bar, la presión del gas en el cilindro 150

bar y una relación de compresión de 11.5. Calcular la presión de inyección, la cantidad de aire destinada a tomar parte en la combustión, el peso del aire y el peso del combustible.

Respuesta:

$$P_{iny} = 200 \text{ bar} ; Q_a = 250 \text{ lt} ; \omega_a = 258 \text{ gr} ; \omega_c = 22,43 \text{ g}$$

19. Un motor de inyección electrónica tiene 4 cilindros, 4 tiempos, un diámetro de cilindro de 0,20 m, con recorrido del émbolo de 0,18 m, $\alpha=0,65$; la presión de pulverización $P'p=210$ bar, la presión del gas en el cilindro 150 bar, una duración de la inyección a plena carga en grados del cigüeñal $\gamma=16^\circ$, la velocidad media del émbolo 8,2 m/s y el caudal a plena carga $b=35$ mm³. Calcular la presión de inyección y la sección de estrangulamiento mínima del inyector.

Respuesta:

$$P_{iny} = 50 \text{ bar} ; f_{s,e} = 14,82 \text{ mm}^2$$

20. Un motor de 6 cilindros y 4 tiempos con inyección electrónica tiene un diámetro del cilindro 0,22 m, una carrera de 0,19 m, $\alpha=0,68$; la presión en el pulverizador es de 310 bar, la presión del gas en el cilindro 215 bar, la duración de la inyección $\gamma=18^\circ$ en grados del cigüeñal, un caudal de 36 mm³, y con un número de revoluciones por minuto de 1780. Calcular la presión de inyección, la sección de estrangulamiento mínima del inyector y la cilindrada del motor.

Respuesta:

$$P_{iny} = 95 \text{ bar} ; f_{s,e} = 22,35 \text{ mm}^2 ; V_H = 0,0433 \text{ m}^3$$

CAPITULO IX



CANTIDAD INYECTADA DE DIÉSEL EN EL CILINDRO

La cantidad de combustible inyectada en el cilindro a cada ciclo de trabajo se denomina cantidad inyectada.

Motor de Cuatro tiempos:

$$K_{IV} = \frac{b_e \cdot N_e \cdot 2}{i \cdot n \cdot 60} \text{ [g] por inyección}$$

$$K_{IV} = \frac{b_e \cdot N_e \cdot 2 \cdot 1000}{i \cdot n \cdot 60 \cdot \rho} \text{ [mm}^3\text{] por inyección}$$

K_{II} = Cantidad Inyectada en motores de dos tiempos

K_{IV} = Cantidad Inyectada en motores de cuatro tiempos

b_e = Consumo Específico

n = revoluciones del motor (r.p.m)

ρ = Densidad del combu ($\frac{g}{kW \cdot h}$) g/cm³)

N_e = Potencia del motor (kW)

i = número de cilindros

Motor de Dos tiempos:

$$K_{II} = \frac{b_e \cdot N_e}{i \cdot n \cdot 60} \text{ [g] por inyección}$$

$$K_{II} = \frac{b_e \cdot N_e \cdot 1000}{i \cdot n \cdot 60 \cdot \rho} \text{ [mm}^3\text{] por inyección}$$

(Kindler & Kynast, 1986), Consumo. Pg. 162. *Matemática aplicada para la técnica del automóvil.*

PROBLEMAS RESUELTOS:

1. En un motor de gasóleo de cuatro tiempos de un camión, se tienen los siguientes datos: $P_e=170$ kW, $n=2500$ [1/rev], relación de compresión $\epsilon=17:1$, coeficiente de exceso de aire $\alpha=1,5$ y $\lambda=1,8$. Basándose en los resultados de las pruebas de una serie de motores de gasóleo, se admite que: El calentamiento de la carga $\Delta T=20^\circ$, la presión al final de la admisión $P_r=1,15$ bar, la temperatura de los gases residuales $T_r=850$ °K, la presión al final de la admisión $P_a=0,875$ bar y el coeficiente de gases residuales $\gamma_{res}=0,03$. El motor tiene 8 cilindros cuyo diámetro $D=120$ mm y $S=105$ mm, $P_i=9,6$ bar, $\eta_m=0,76$, $B=1,03 \times 10^{-2}$ kg/s. Admitase que el motor esta trabajando a una temperatura ambiente de 15°C y una presión de 1 bar.

Hallamos la temperatura al final de la admisión:

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_{res} \cdot T_r}{1 + \gamma_{res}}$$

$$T_a = \frac{288 + 20 + 0,03(850)}{1,03}$$

$$T_a = 323,79 \approx 324 \text{ K}$$

El coeficiente de llenado:

$$\eta_V = \frac{T_o}{T_o + \Delta T} \cdot \frac{\epsilon \cdot P_a - P_r}{(\epsilon - 1)P_o}$$

$$\eta_V = \frac{288}{288 + 20} \cdot \frac{17(0,875) - 1,15}{(17 - 1)1,0}$$

$$\eta_V = 0,802$$

Temperatura al final de la compresión ($n_1=1,38$ cte. adiabática)

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1}$$

$$T_c = 324(17^{0,38})$$

$$T_c = 950,8 \text{ }^\circ\text{K}$$

Presión de Compresión:

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1}$$

$$P_c = (0,875)(17^{1,38})$$

$$P_c = 43,65 \text{ bar}$$

Presión al final de la combustión:

$$P_z = \lambda P_c$$

$$P_z = 1,8(43,65)$$

$$P_z = 78,57 \text{ bar}$$

Hallamos el volumen del cilindro:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S}{4}$$

$$V_h = \frac{\pi(1,2)^2(1,05)}{4}$$

$$V_h = 1,185 \text{ lt}$$

La cilindrada del motor:

$$VH = Vh \cdot i$$

$$VH = (1,185)(8)$$

$$VH = 9,4 \text{ lt}$$

Potencia Indicada:

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_m}$$

$$N_i = \frac{170}{0,76}$$

$$N_i = 223,68 \text{ kW}$$

Gasto específico de combustible:

$$b_e = \frac{B \cdot 3600}{N_e}$$

$$b_e = \frac{(1,03 \times 10^{-2}) 3600}{170}$$

$$b_e = 0,218 \left[\frac{\text{kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \right]$$

$$b_e = 218 \left[\frac{\text{g}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \right]$$

Cálculo de la cantidad de combustible inyectada en el motor diesel:

$$K_{IV} = \frac{b_e \cdot N_e \cdot 2}{i \cdot n \cdot 60}$$

$$K_{IV} = \frac{(218)(170)(2)}{(8)(2500)(60)}$$

$$K_{IV} = 0,06 \text{ [g]}$$

$$K_{IV} = \frac{b_e \cdot N_e \cdot 2 \cdot 1000}{i \cdot n \cdot 60 \cdot \rho}$$

$$K_{IV} = \frac{(218)(170)(2)(1000)}{(8)(2500)(60)(0,85)}$$

$$K_{IV} = 72,67 \text{ mm}^3$$

2. El manual de fabricante de camiones Toyota muestra que la cantidad inyectada en un motor de gasóleo de c4 tiempos de 8 cilindros es de 64mm³ a plena carga, con la cual desarrolla una potencia de 85kW a 30 rps. El propietario desea saber con esos valores, el consumo específico; si $\rho=0,85 \text{ kg/dm}^3$ y la potencia indicada, si el motor tiene un rendimiento térmico de 0,84. Además la relación de compresión, el volumen de un cilindro es $1,3 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ y el volumen total es de $13,85 \times 10^{-4} \text{ m}^3$.

Datos:

$$i=8$$

$$K_{IV}=64 \text{ mm}^3$$

$$N_e=85 \text{ kW}$$

$$n=30 \text{ rps} = 1800 \text{ rpm}$$

$$\rho = 0,85 \text{ g/cm}^3$$

$$\eta_m = 0,84$$

$$V_h = 1,3 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V_a = 13,85 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$\text{a) } b_e = \frac{K_{IV}(i.n.60.\rho)}{N_e \cdot 2.1000}$$

$$b_e = \frac{64(8.1800.60.0.85)}{85.2.1000}$$

$$b_e = 276 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$$

$$\text{b) } N_e = \eta_m \cdot N_i$$

$$N_i = \frac{85 \text{ kW}}{0,84}$$

$$N_i = 101,19 \text{ kW}$$

$$\text{c) } \epsilon = \frac{V_h}{V_c} + 1$$

$$\frac{V_a}{V_h} = \frac{13,8 \times 10^{-4}}{1,3 \times 10^{-3}} = 1,06$$

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h}{V_c} + \frac{V_c}{V_c}$$

$$V_a = V_h + V_c$$

$$V_a - V_h = V_c$$

$$\epsilon = \frac{V_h}{V_a - V_h} + 1$$

$$\epsilon = \frac{1}{\frac{V_a}{V_h} - 1} + 1$$

$$\epsilon = \frac{1}{1,06 - 1} + 1$$

$$\epsilon = 17,66: 1$$

PROBLEMAS PROPUESTOS:

3. En un motor de gasóleo de 8 cilindros y de cuatro tiempos, se suministra calor a presión constante una cantidad de 554,4 KJ/s, las temperaturas al inicio y al final de suministro de calor es 800 y 1900°C respectivamente. Determinar el trabajo útil realizado por este motor, además el consumo de combustible y la cantidad inyectada en mm³ si $\rho = 0,83 \text{ g/cm}^3$, el coeficiente adiabático es 1,41, la frecuencia de rotación del cigüeñal es 225 rad/s y $b_e = 240 \text{ g/kw.h.}$ (Tomar en cuenta $\epsilon = 18:1$)

Respuesta:

$$N_e = 208,5 \text{ kW} ; B = 0,014 \text{ kg/s} ; K_{IV} = 116,9 \text{ mm}^3$$

4. La fábrica Hino ha lanzado al mercado un camión cuyo volumen total de la cilindrada es $13,25 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ y el volumen de la cámara de combustión es $7.2 \times 10^{-5} \text{ m}^3$. El motor es de 4 tiempos, utiliza gasóleo con una densidad de $\rho = 0,85 \text{ g/cm}^3$. La frecuencia de rotación del cigüeñal es de 230 rad/s y genera una

potencia efectiva de 80kW.

Determinar:

- a) El gasto de combustible si el poder calorífico inferior es 43800 KJ/kg.
- b) El número de cilindros del motor.
- c) El consumo específico, si sabemos que en $[mm^3]$ $K_{IV}=48$.
- d) Las dimensiones del pistón y la carrera, si la velocidad media del émbolo es 10m/s.

Respuesta:

$B=5,97 \times 10^{-3} \text{kg/s}$; $i=8$; $b_c=0,2688 \text{ kg/kwh}$; $S=136,5 \text{ mm}$; $D=0,108 \text{ m}$

5. Calcular la cantidad inyectada de combustible de un motor de gasóleo de 6 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media efectiva $P_e=5,4 \times 10^5 \text{ Pa}$, el diámetro del cilindro $D=0,108 \text{ m}$, el recorrido del émbolo $S=0,12 \text{ m}$, velocidad media del émbolo $C_m=8,4 \text{ m/s}$ y el rendimiento mecánico $\eta_m=0,78$. Determine además la potencia efectiva y la potencia de las pérdidas mecánicas, si la densidad del combustible es $\rho=0,82 \text{ g/cm}^3$ y el gasto de combustible es $B=1,02 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$.

Respuesta:

$K_{IV}=118 \text{ mm}^3$; $N_c=62,3 \text{ kw}$; $N_m=17,57 \text{ kw}$

6. Un motor de gasóleo de 4 cilindros y de 4 tiempos tiene $N_i=10000 \text{ kw/m}^3$ de caballos por litro de cilindrada y funciona a base de un combustible cuyo poder calorífico inferior es de 42900 kJ/kg, siendo el rendimiento efectivo $\eta_e=0,34$.

Determinar en porcentaje las pérdidas de calor arrastrado por el agua refrigerante, si el diámetro del cilindro $D=0,12 \text{ m}$, el recorrido del émbolo $S=0,14 \text{ m}$, el gasto de agua refrigerante a través del motor $G_a=0,94 \text{ kg/s}$ y la diferencia de temperaturas del agua al salir del motor y al entrar en él es $\Delta t=11^\circ \text{C}$. Además, determinar la cantidad inyectada de combustible en el motor por cada ciclo si $n=2400 \text{ rpm}$.⁵

Respuesta:

$q_{ref}=23.27\%$; $K_{IV}=0,054 \text{ g}$

7. Determinar el rendimiento indicado, el rendimiento mecánico, la cantidad inyectada de combustible y la potencia efectiva de un motor de gasóleo de 4 cilindros y 4 tiempos, si la presión media indicada $P_i=6,5 \times 10^5 \text{ Pa}$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{im}^g=42500 \text{ kJ/kg}$, la velocidad de rotación del eje del cigüeñal $\omega=130 \text{ rad/s}$, el grado de compresión de 14, el volumen de la cámara $V_c=2,5 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, el gasto de combustible $B=5 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ y el rendimiento efectivo $\eta_e=0,4$.

Respuesta:

$\eta_i=0,411$; $\eta_m=0,972$; $K_{IV}=0,12 \text{ g}$; $N_c=85 \text{ kW}$

8. En un motor de combustión con una variación de temperatura de 25°C y una temperatura de admisión de 370 K y un coeficiente de llenado de 0,8, una presión de admisión de $0,9 \text{ kgf/cm}^2$, una constante $R=287 \text{ J/kg}$, el grado de coeficiente de gases residuales 3%, presión ambiental de 1 bar, temperatura de gases quemados de 1100 K ; se desea calcular la relación

de compresión, además de la frecuencia de rotación del eje cigüeñal y el gasto específico de combustible para el motor de cuatro tiempos y cuatro cilindros si tiene una potencia de 100 kw, presión efectiva de 5×10^5 Pa, volumen de la cámara de $2,5 \times 10^{-4}$ m³ y un gasto de combustible de $6,5 \times 10^{-3}$ kg/s.

Respuesta:

$$\varepsilon=15,3 \quad ; \quad n= 27,97 \text{ rps} \quad ; \quad b_c= 0,234 \text{ kg/Kwh}$$

9. Un mecánico de motores desea saber ¿cuál es la cantidad de gasóleo que se puede inyectar en mm³ y en gramos? De un motor de 6 cilindros y de 4 tiempos si la presión media efectiva $P_e=7,2 \times 10^5$ Pa, el volumen total del cilindro $V_a=7,9 \times 10^{-4}$ m³, el volumen de la cámara de combustión $V_c= 6,9 \times 10^{-5}$ m³, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n=37$ rps y el gasto de combustible $B=3,8 \times 10^{-3}$ kg/s, su consumo específico es $b_e=230$ g/kw.h, $\rho=0,84$ g/cm³.

Respuesta:

$$K_{IV}=39,48 \text{ mm}^3 \quad ; \quad K_{IV}=0,033 \text{ g}$$

10. Un motor de gasóleo de 4 cilindros y de 4 tiempos tiene $N_1= 10000$ Kw/m³ de caballos por litro de cilindrada y funciona a base de un combustible cuyo poder calorífico inferior es de 42900 kJ/kg, siendo el rendimiento efectivo $\eta_e= 0,34$. Determinar en porcentaje las pérdidas de calor arrastrado por el agua refrigerante, si el diámetro del cilindro $D=0,12$ m, el recorrido del émbolo $S=0,14$ m, el gasto de agua refrigerante a través del motor $G_a=0,94$ kg/s, la diferencia de temperatura del agua al salir del motor y entrar en él es $\Delta t=11^\circ\text{C}$.

Respuesta:

$$q_{ref} = 23,26\%$$

11. Calcular la cantidad de combustible inyectada en gramos, la velocidad de la biela y los componentes del balance térmico en kJ/s de un motor de gasóleo de 8 cilindros y de 4 tiempos si la presión media efectiva $P_e = 7,14 \times 10^5$ Pa, el diámetro del cilindro $D=0,13$ m, $S=0,14$ m, la velocidad de rotación del eje cigüeñal $\omega=178$ rad/s, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^g = 42400$ kJ/kg, siendo el rendimiento efectivo $\eta_e= 0,35$, las pérdidas de calor evacuado por el agua refrigerante es del 26%, las pérdidas de calor arrastrado por los gases de escape es del 30% y las pérdidas de calor a consecuencia de la combustión incompleta es del 5%.

Respuesta:

$$K_{IV}=0,089 \text{ g} \quad ; \quad C_m=7,9 \text{ m/s}$$

12. La cantidad de combustible inyectado en un motor de gasóleo de 4 cilindros y de 4 tiempos es 0,07 g cuando el cigüeñal gira a 250 rad/s desarrollando una potencia efectiva de 135 kw. Se conoce que el volumen del cilindro es 800 cc y se usa un combustible cuyo poder calorífico inferior es de 42200 kJ/kg. ¿Cuál es la cantidad de calor introducido en el motor y cuál es la presión media efectiva con la que este trabaja?

Respuesta:

$$Q=235,07 \text{ kJ/s} \quad ; \quad P_e=212 \times 10^5 \text{ Pa}$$

13. La fábrica de camiones lanza al mercado un vehículo de gasóleo de 4 tiempos y 8 cilindros que revoluciona a 220 rad/s. El manual de fabricante indica que el volumen total de cada cilindro es $13,25 \times 10^{-4} \text{m}^3$, la relación de compresión es de 18:1, el rendimiento mecánico es 0.8, el gasto de combustible $B=1,02 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$ y además se conoce que por cada ciclo de trabajo se inyectan 58mm^3 de combustible cuya densidad es $\delta=0,86 \text{ gr/cm}^3$. Si la presión media indicada es $P_i=7,5 \times 10^5 \text{ Pa}$. Determinar:

- La potencia efectiva del motor
- El consumo específico
- El recorrido del émbolo si el diámetro del cilindro es 0.15m.

Respuesta:

$$N_e = 105,042 \text{KW}; b_e = \frac{239,419 \text{gr}}{\text{KW.h}}; S = 70,73 \text{mm}$$

14. Determinar el rendimiento térmico de un motor gasóleo de 6 cilindros y de dos tiempos si la potencia efectiva del motor es 173,6 KW, el consumo específico es 240gr/KW.h, el diámetro del cilindro es $D=0,098 \text{m}$, el recorrido del émbolo es $S=0,086 \text{m}$, la velocidad media del émbolo $C_m = 9 \text{m/s}$. además hallar la cantidad inyectada en gramos si el volumen de la cámara de combustión $V_c=3,9 \times 10^{-5} \text{m}^3$, el coeficiente adiabático $k=1,41$ y el coeficiente de expansión previa es de 2,4.

Respuesta:

$$n_t = 62\%; K_{II} = 0,04 \text{gr}$$

15. Determinar la potencia efectiva y la cantidad de gasóleo inyectado en un motor de cuatro tiempos y 8 cilindros, si la presión media indicada $P_i=7,5 \times 10^5 \text{ Pa}$, el grado de compresión $\epsilon=16,5:1$ el volumen de la cámara de combustión $V_c=12 \times 10^{-5} \text{m}^3$, la velocidad angular de rotación del eje cigüeñal $\omega=220 \text{ rad/s}$, el rendimiento mecánico $n_m=0,8$, el gasto de combustible $B=1,02 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$ y la densidad del gasóleo $\delta=0,85 \text{ gr/cm}^3$.

Respuesta:

$$N_e = 156 \text{KW}; K_{IV} = 85,57 \text{mm}^3$$

16. Un motor de gasóleo de 4 tiempos y de 4 cilindros desarrolla una potencia de 95KW a un rango de 2000rpm y posee un consumo específico de 300gr/KW.h. el motor tiene una relación de compresión de 16 y una relación de corte de 2. Al principio del proceso de compresión el aire está a 95 KPa y 27°C. Tómese en cuenta $C_p=1,005$ y $C_v=0,718$.

Determine:

- Temperaturas al final de cada proceso.
- Eficiencia térmica.
- Cantidad inyectada en gramos por ciclo de trabajo.

Respuesta:

$$T_2=909,4\text{K}; T_3=1818\text{K}; T_4=791,7\text{K}; K_{IV}=0,11\text{gr}; n_t=61,4\%$$

17. Determinar la potencia indicada y la presión media indicada de un motor de gasóleo de 4 cilindros y de 4 tiempos, si la potencia efectiva $N_e=110\text{KW}$, la velocidad angular de rotación del eje cigüeñal $\omega=157\text{ rad/s}$, el grado de compresión $\varepsilon=16$, el volumen de la cámara de combustión $V_c = 2,5 \times 10^{-4}\text{ m}^3$, y el rendimiento mecánico $\eta_m=0,84$. Además un $K_{IV}=48\text{mm}^3$, una densidad el combustible $\delta=0,85\text{gr/cm}^3$.

Determinar el consumo específico del combustible.

Respuesta:

$$N_i = 130,95\text{KW}; b_e = 1133,47 \frac{\text{gr}}{\text{KWh}}; P_i = 6,98 \times 10^5 \text{Pa}$$

CAPITULO X

BOMBAS DE INYECCIÓN DE COMBUSTIBLE

Caudal por enviado en cada émbolo.

$$b = \frac{30. g. P}{\rho. n. z}$$

$$b = \frac{g. V. K_v}{30000. \rho. z}$$

$$b = K_b. \frac{V}{z}$$

b = Caudal por embolada $\left(\frac{\text{mm}^3}{\text{emb}}\right)$

K_b = Cantidad de combustible por litro de aire.

K_v = Coeficiente volumétrico

z = Número de cilindros

n = Revoluciones a las que gira bomba de inyección (r.p.m.)

g = Consumo figurado (g/KWh)

ρ = Densidad del combustible (kg/dm³)

P = Potencia (W)

V = Volumen (mm³)

Área de paso de tobera. -

$$f = \frac{b. z. n}{a. \gamma. \alpha. \sqrt{p. 5200}}$$

f = Área de paso de tobera (mm²)

γ = Duración de la inyección en grados

a = (2) motores de 4 tiempos y para motores de 2 tiempos (1)

α = Coeficiente

p = Presión de derrame (se asume $\sqrt{p} = 20$)

RPM de la bomba. -

$$n_{bomba} = \frac{n_{motor}}{2}$$

n_{bomba} = Número de revoluciones de la bomba (r.p.m.)

n_{moto} = Número de revoluciones del motor (r.p.m.)

Diámetro del pistón. -

$$d = \sqrt{\frac{4f}{\pi \cdot n}}$$

d = Diámetro del pistón (mm^3)

Caudal de inyección. -

$$Caudal = \frac{K_v \cdot n \cdot 60 \cdot z \cdot V}{a \cdot 1000000} \left(\frac{dm^3}{h} \right)$$

Cantidad inyectada en los motores de 4 tiempos. -

$$K_{IV} = \frac{g \cdot Pe \cdot 2}{i \cdot n \cdot 60}$$

K_{IV} = Cantidad inyectada en los motores de 4 tiempos

Pe = Potencia efectiva del motor

Presión de derrame. -

$$\sqrt{p} = p_i - p_c$$

p = Presión de derrame (Pa)

p_i = Presión de inyección (Pa)

p_c = Presión de compresión (Pa)

Volumen. -

$$V = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot c \cdot z}{4(10^6)}$$

c = Carrera del émbolo

Potencia Motor. -

$$P = \frac{V \cdot n \cdot K_v}{1000}$$

PROBLEMAS RESUELTOS:

1. Encontrar el caudal por embolada que entrega una bomba de inyección lineal de 4 cilindros con el motor a plena carga sabiendo que las dimensiones del pistón son 15mm de diámetro, 12mm de carrera, gira a 1500 rpm con un consumo figurado de 250 g/KWh y con un combustible cuya densidad es 0,83 kg/dm³, $K_v = 4,8$.

Datos:

$z = 4$

$d = 15mm$

$c = 12mm$

$n = 1500 \text{ rpm}$

$g = 250 \text{ g/KWh}$

$\rho = 0,83 \text{ kg/dm}^3$

$K_v = 4,8$

$$V = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot c \cdot z}{4 \cdot (10^6)}$$

$$V = \frac{\pi \cdot (15)^2 \cdot 12 \cdot 4}{4 \cdot (10^6)}$$

$$V = 8,48 \times 10^{-3} \text{ dm}^3$$

$$P = \frac{V \cdot n \cdot (4,8)}{1000}$$

$$P = \frac{8,48 \times 10^{-3} \cdot 1500 \cdot (4,8)}{1000}$$

$$P = 0,06107 \text{ kW}$$

$$P = 61,07 \text{ W}$$

$$b = \frac{30 \cdot g \cdot P}{\rho \cdot n \cdot z}$$

$$b = \frac{(30)(250)(61,07)}{(0,83)(1500)(4)}$$

$$b = 91,97 \frac{\text{mm}^3}{\text{emb}}$$

2. Hallar el área de paso que se requerirá en los inyectores para una bomba lineal que entrega un caudal por embolada de 55 mm^3 sabiendo que la duración de la inyección dura 12 grados (medidos en el cigüeñal), el volumen es $6494,4 \text{ mm}^3$, gira a 1800 rpm, se usa un combustible cuya densidad $0,82 \text{ kg/dm}^3$, el consumo figurado es de 250 g/KW.h ; se trata de un motor lento y de 4 tiempos por ello se toma los siguientes coeficientes $K_v=5$ $\alpha_1=0,65$ $\alpha_2=0,8$

Datos:

$$b=55 \text{ mm}^3$$

$$K_v \quad \rho = 0,82 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$$

$$r=12^\circ$$

$$V=6494,4$$

$$n=1800 \text{ rpm}$$

$$b = \frac{g \cdot V \cdot K_v}{30000 \cdot \rho \cdot z}$$

$$55 = \frac{(250)(6494,4)(5)}{(30000)(0,82)(z)}$$

$$z = 6$$

Para inyectores de orificios

$$\alpha_1 = 0,65$$

$$a = \text{se asume } 2$$

$$\sqrt{p} = 20$$

$$f = \frac{b \cdot z \cdot n}{a \cdot \gamma \cdot \alpha \cdot \sqrt{p \cdot 5200}}$$

$$f_1 = \frac{(55)(6)(1800)}{(2)(12)(0,65)(20)\sqrt{5200}}$$

$$f_1 = 26,4 \text{ mm}^2$$

Para inyectores de tetón

$$\alpha_2 = 0,8$$

$$a = \text{se asume } 2$$

$$\sqrt{p} = 20$$

$$f = \frac{b \cdot z \cdot n}{a \cdot \gamma \cdot \alpha \cdot \sqrt{p \cdot 5200}}$$

$$f_2 = \frac{(55)(6)(1800)}{(2)(12)(0,8)(20)\sqrt{5200}}$$

$$f_2 = 21,45 \text{ mm}^2$$

(Kindler & Kynast, 1986), Consumo. Pg. 165-170. *Matemática aplicada para la técnica del automóvil.*

PROBLEMAS PROPUESTOS:

3. De que diámetro deberán ser los orificios de los inyectores usados con una bomba rotativa en un motor de gasóleo con las siguientes características: consumo figurado de 280 g/KWh, potencia de 54W, densidad del combustible 0,83 kg/dm³, 2100 rpm, cuatro cilindros (motor), coeficiente para inyectores de orificios 0.65, duración de inyección de 17°, y se asume 20 para el motor que gira a más de 1500 r/min.

Respuesta:

$$d = 0,102 \text{ mm}$$

4. Que potencia se podrá obtener de una bomba de inyección de gasóleo que entrega 45 mm³ por cada embolada, donde el diámetro de los orificios de los inyectores es de 0,2 mm con una sección de paso de 24,5 mm², el diámetro del pistón es 17 mm, la carrera 18 mm, y es de 4 cilindros.

Respuesta:

$$P = 3,6 \text{ kW}$$

5. Para un motor de 2 tiempos determine si es lento, normal, con auto tracción o turboalimentado si usa un combustible de densidad 0,82 kg/dm³ con una bomba girando a 2000 rpm, con un consumo figurado de 250 g/Kw.h. El pistón tiene 12mm de diámetro, recorre 15mm.

<i>b</i>	$60mm^3$	<i>motores lentos</i>
<i>b</i>	$70mm^3$	<i>motores normales</i>
<i>b</i>	$80mm^3$	<i>auto tracción</i>
<i>b</i>	$110mm^3$	<i>turboalimentados</i>

Respuesta:

Es un motor normal $b = 74,5 \text{ mm}^3$

6. Calcular la cilindrada de una bomba en línea de cuatro cilindros de un diámetro de pistón de inyección de 5mm con una carrera de 8mm, además calcule el número de revoluciones para una potencia de 0,0113 kW para calcular el caudal por embolada con un consumo figurado de 250g/KW.h y una masa específica de Gasóleo de $\rho = 0,83 \text{ g/cm}^3$ y $K_v = 6$.

Respuesta:

$V = 6,2831 \times 10^{-4}$; $n = 3000 \text{ r/min}$; $b = 8,509 \times 10^{-3} \text{ mm}^3/\text{emb}$

7. Una bomba de inyección rotativa tiene un émbolo de diámetro de 11 mm, una carrera dentro del cilindro de 6mm, la bomba se utiliza en un motor de 6 cilindros. Si el motor funciona al doble de revoluciones que la bomba de inyección y son 2200 r/min y tiene un K_v de 5,5; un consumo figurado de 260 g/ KWh y una densidad de $0,8 \text{ g/cm}^3$. Calcular la potencia y la cantidad inyectada de gasóleo por carrera y por ciclo.

Respuesta:

$P = 0,0206 \text{ Kw}$; $b = 0,0304 \text{ mm}^3/\text{emb}$; $b = 0,1825 \text{ mm}^3/\text{ciclo}$

8. En una bomba de inyección en línea de 6 cilindros con una cilindrada de $6,42 \times 10^{-4}$ y una masa específica de gasóleo de $0,81 \text{ g/cm}^3$ con un consumo figurado de 245 g/KWh, el motor cuenta con un inyector de tobera y queremos calcular la sección de paso de la tobera si $n = 1600 \text{ r/min}$, con una duración de la inyección de 17° y $\alpha = 98$.

Respuesta:

$f = 1,14 \times 10^{-3} \text{ mm}^2$

9. En una bomba de inyección de cuatro cilindros se desea calcular la sección de la tobera de un inyector de orificios con una cilindrada de 6×10^{-4} , con una masa específica de $0,8 \text{ g/cm}^3$ un consumo figurado de 240 g/KWh, un número de revoluciones de 1400 r/min, una $\alpha = 16$, una constante para inyectores de orificios de 0,65, una presión de derrame $p = 289$ y el motor es de 4 tiempos con un K_v de 5,8.

Respuesta:

$f = 1,72 \times 10^{-3} \text{ mm}^2$

10. Determine la cantidad de combustible por litro de aire y la embolada de un motor de gasóleo de 4 tiempos, de 6 cilindros si se conoce que el diámetro del cilindro de su bomba de inyección es de 15 mm, la carrera es de 74 mm, gira a 3800 rpm. Se conoce además que el consumo figurado se aproxima a 300 g/KWh y

que la masa específica de Gasóleo es de $0,82 \text{ kg/dm}^3$. Determine qué tipo de motor es.

Respuesta:

$b = 0,035 \text{ dm}^3$, es un motor normal de altas rpm

11. Al momento de calar una bomba de inyección, se ha descubierto que no es posible conocer la disposición y orificios de la tobera, por lo que se pide que se calcule la sección de paso de los inyectores en mm^2 , sabiendo que el valor de la duración de la inyección a plena carga en grados del cigüeñal es de 17 grados, la presión de inyección es 52 y la de compresión es 32, se sabe además que el motor gira a 2800 rev/min, es de 4 tiempos y de 4 cilindros, el diámetro del cilindro de la bomba es 18 mm y la carrera es 69 mm, el motor es de auto tracción y el inyector es de tetón.

Respuesta:

$f = 0,235 \text{ mm}^2$

12. Calcule el diámetro del inyector de un motor de gasóleo de 4 tiempos y 4 cilindros si se conoce que tiene 2 orificios por inyector, se sabe que el motor gira a 3000 rev/min, la presión de derrame es 21, la duración de la inyección a plena carga es de 18 grados del cigüeñal, el consumo figurado es de 250 g/KWh, la masa específica del Gasóleo es de $0,83 \text{ kg/dm}^3$ y el coeficiente K_v es 5,6. Calcule además el caudal de inyección si el diámetro del émbolo es de 22 mm y la carrera es de 81 mm.

Respuesta:

$d = 0,41 \text{ mm}$; Caudal = $0,124 \text{ dm}^3/\text{h}$

13. Se tiene una bomba lineal de gasóleo instalada en un motor de 2 tiempos con barrido cárter, se quiere saber cuánto es el caudal por embolada en mm^3 a plena carga si el volumen de la cámara de combustión del motor es $V_c = 7,8 \times 10^{-5} \text{ m}^3$, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal es $n=2100 \text{ rpm}$, el gasto de combustible $B=1,03 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$, la relación de compresión $E=16$, la presión media efectiva $p_e = 6,36 \times 10^5 \text{ Pa}$, el rendimiento mecánico es 0,75 y tiene 6 cilindros. ($K_v=5,4$ para motores de 2 tiempos con barrido del cárter).

Respuesta:

$b = 81,9 \text{ mm}^3$

14. Encontrar el caudal por embolada a plena carga en una bomba rotativa John Deer si se sabe que el corte de inyección en el banco de pruebas lo realiza a 1140 rpm y está instalada en un motor de gasóleo de 4 cilindros y 4 tiempos en donde la presión media indicada $p_i = 6,8 \times 10^5 \text{ Pa}$, el poder calorífico inferior del combustible = 41800 KJ/kg, el grado de compresión , el volumen de la cámara de combustión $V_c = 2,5 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, el gasto de combustible $B = 6 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ y el $\eta = 0,4$; calcule además la sección de paso de tobera del inyector y el caudal de embolada. Use estos datos ($a=2$, $\gamma=16$, $\alpha=0,80$).

Respuesta:

$$b = 85,60 \text{ mm}^3; f = 21,145 \text{ mm}^2$$

15. Encontrar el caudal por embolada a plena carga de una bomba rotativa Bosch si en su placa tenemos que a 1150 rpm realiza el corte de inyección en el banco de pruebas y está instalada en un motor de gasóleo de 6 cilindros que tiene la presión efectiva $p_e = 7,2 \times 10^5 \text{ Pa}$, el volumen total del cilindro $V_a = 7,9 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, el volumen de la cámara de combustión $V_c = 6,9 \times 10^{-5} \text{ m}^3$, el rendimiento mecánico $= 0,78$ y el gasto específico efectivo de combustible es $b_e = 0,23 \text{ kg/KWh}$ y el motor es de 4 tiempos. ($\rho = 0,83 \text{ kg/dm}^3$)

Respuesta:

$$b = 35,64 \text{ mm}^3$$

**ANÁLISIS DEL CICLO DE TRABAJO DEL MOTOR
CHEVROLET FORSA 2 1.3L 2002**

FICHA TÉCNICA

Fabricante Motor	CHEVROLET
Código Motor	G13B
Cilindrada	1298cc \approx 1,3 litros
Número de cilindros	4
Clase de motor	en línea
Número de válvulas por cilindro	8
Diámetro cilindro (milímetros)	74,00 mm
	2.9134 in (pulgadas)
	0.2428 ft (pies)
Carrera del pistón	75,50 mm (mil)
	2.9724 in (pulgadas)
	0.2477 ft (pies)
Relación de compresión	9,50: 1
Presión media efectiva	180,95 psi (libras por pulgada cuadrada)

(kilopascales)	124,61 kPa
	12,48 bar (bares)
Tipo de motor	Chevrolet
Posición del motor	en la parte delantera
Orientación del motor	transversal
Sistema de combustión	inyección electrónica de combustible
Convertidor catalítico / catalizador	disponible
Potencia máxima	50 kW (kilowatios)
	67,05 hp (caballos de fuerza-métricos)
Revoluciones (potencia máxima)	6000 rpm (rotación por minuto)
Par motor máximo	131 Nm (newton-metros)
	96 ft-lb (pie-libras)
	13 kgm (kilogramo-metros)
Revoluciones (par máximo)	3800 rpm (rotación por minuto)

Velocidad máxima	175 km/h (kilómetros por hora)
	108,74 m/h (millas por hora)
0 – 100 km/h	11,70 s (segundos)
Coefficiente de arrastre / resistencia	0,3
Volumen / capacidad de depósito	42,00 litros
	11,10 US gal (galones estadounidenses)
Consumo combustible – urbano	6,35 litros
al recorrer 100 km	1,68 US gal (galones estadounidenses)
Consumo combustible – extraurbano	4,55 litros
al recorrer 100 km	1,20 US gal (galones estadounidenses)
Consumo combustible – combinado	5,22 litros
al recorrer 100 km	1,38 US gal (galones estadounidenses)
Emisiones	120 g/km (gramos por kilómetro)
Transmisión	manual

Relación de transmisión 0,70: 1

Desmultiplicación de la dirección 4,41: 1

Determinación de las Principales Dimensiones del motor

Humedad = 95 %

Coefficiente exceso de aire → $\alpha = 0,9$

= 15,3 °C

Cilindrada = 1329 cc

Diámetro cilindro = 72,50 mm

Número de cilindros = 4

Radio cilindro = 36,25 mm

Relación de compresión → $\varepsilon = 11,50: 1$

Carrera = 80,50 mm

Gasolina A – 93 (C = 0,885; H = 0,145)

Altura de la ciudad= 2360 msnm

Tomado de las tablas A – 16
(Termodinámica Cengel 6ta Edición)

Altura (msnm)	Presión (kPa)
2200	77,55
2360	Pat
2400	75,63

$$\frac{2400 - 2200}{75,63 - 77,55} = \frac{2360 - 2200}{Pat - 77,55}$$

$$-104,17(Pat - 77,55) = 140$$

$$-104,17 Pat = -7938,39$$

$$Pat = 76,21 \text{ kPa}$$

Para la comprobación de este dato se lo puede realizar a través de la siguiente fórmula:

- Fórmula de la altitud - presión y temperatura

Donde:

$$P = P_0 \cdot e^{-\frac{g}{R \cdot T_m} \cdot z}$$

$z[m]$ = altitud z

$P_0 [Pa]$ = Presión al ambiente

$P [Pa]$ = Presión a la altitud z

$$R = 287 \frac{J}{kg \cdot ^\circ K}$$

$$g = 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$T_m [^\circ K]$ = Temperatura media entre la temperatura ambiente y la temperatura en la altitud z

$$T_m = \frac{T_0 + T_z}{2}$$

- Cálculo de la presión a la altitud de 2360 msnm

DATOS:

$$T_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_0 = 0,1 \text{ MPa}$$

$$T_z = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P = p_0 \cdot e^{-\frac{g}{R \cdot T_m} \cdot z}$$

$$P = 0,1 \times 10^6 \cdot e^{-\frac{9,81}{(287)(295,5)} \cdot (2360)}$$

$$P = 76,11 \text{ kPa}$$

1.- volumen de aire teórico necesaria para la combustión de 1 kg de combustible

$$l_o = \frac{1}{23} \left(\frac{BC}{3} + BH \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} (0,885) + 8(0,145) \right)$$

$$l_o = 15,30 \text{ kg}$$

Oxigeno, aire = 20.9% volumen, 23% masa

$$L_o = \frac{1}{0,209} \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{Oc}{32} \right) = \frac{1}{0,209} \left(\frac{0,885}{12} + \frac{0,145}{4} \right)$$

$$L_o = 0,526 \text{ kmol}$$

2.- Nivel de aire en la combustión de 1kg de combustible

$$\alpha lo = (0,9)(15,30 \text{ kg})$$

$$\alpha lo = 13,77 \text{ kg}$$

$$\alpha Lo = (0,9)(0,526 \text{ kmol})$$

$$\alpha Lo = 0,473 \text{ kmol}$$

3.- Cantidad total de la mezcla fresca

$$G_1 = 1 + \alpha lo = 1 + 13,77 \text{ kg}$$

$$G_1 = 14,77 \text{ kg}$$

$$M_1 = \frac{1}{\mu_c} + \alpha Lo$$

$$M_1 = \frac{1}{144} + 0,473 \text{ kmol}$$

$$M_1 = 0,482 \text{ kmol}$$

4.- Cantidad de los componentes productos de la combustión;

$k=0,5$

$$M_{CO} = 0,42 \left(\frac{1-\alpha}{1+k} \right) \cdot \alpha Lo = 0,42 \left(\frac{1-0,9}{1+0,5} \right) (0,473 \text{ kmol})$$

$$M_{CO} = 0,0132 \text{ kmol}$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - M_{CO} = \frac{0,0885}{12} - 0,0132 \text{ kmol}$$

$$M_{CO_2} = 0,0605 \text{ kmol}$$

$$M_{H_2} = k M_{CO} = (0,5)(0,0132 \text{ kmol})$$

$$M_{H_2} = 0,0066 \text{ kmol}$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - M_{H_2} = \frac{0,145}{2} - 0,0066 \text{ kmol}$$

$$M_{H_2O} = 0,0659 \text{ kmol}$$

$$M_{N_2} = (0,79) \alpha Lo = (0,79)(0,9)(0,526 \text{ kmol})$$

$$M_{N_2} = 0,374 \text{ kmol}$$

- Cantidad de notas de productos de combustión

$$M_2 = (0,0132 + 0,0605 + 0,0066 + 0,0659 + 0,374)$$

$$M_2 = 0,520 \text{ kmol}$$

- Incremento de volumen

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 0,098 \frac{k}{mol}$$

$$\Delta M = (0,520 - 0,482) \text{ kmol}$$

$$\Delta M = 0,098 \text{ kmol}$$

Coefficiente Teórico de variación molecular

$$\mu_c = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,520}{0,482}$$

$$\mu_c = 1,08$$

5.- Lineamientos en el ciclo de admisión. aumento de la temperatura en el proceso de calentamiento de la carga, $\Delta T=20$ °C, la temperatura de los gases residuales $T_r=950$ °K, la presión de los gases residuales $P_r=0,12$ MPa. El coeficiente sumario de amortiguación $(\beta^2+\varepsilon)=3$; la velocidad de carga en a válvula $\omega_{ad}=90$ m/s; como no hay sobrealimentación

$$P_k = P_o = 0,1 \text{ MPa} ; T_k = T_o = 293 \text{ °K}$$

Densidad de la carga de admisión

$$\rho_o = \frac{P_o}{R \cdot T_o}$$

$$\text{para el aire } R_a = 8314/\mu_a \quad ; \quad \mu_a = 28,96$$

$$\rho_o = \frac{P_o}{R \cdot T_o} = \frac{(0,1 \text{ MPa}) \cdot (28,96)}{(8314) \cdot (293 \text{ °K})} \cdot 10^6$$

$$\rho_o = 1,19 \text{ kg/m}^3$$

Presión al final admisión, $\rho_k=\rho_o$

$$P_a = P_o - (\beta^2 + \varepsilon) \cdot \frac{\omega_{ad}^2}{2} \cdot \rho_o \cdot 10^{-6}$$

$$P_a = (0,1 \text{ MPa}) - \frac{(90^2)(3)}{2} \cdot (1,19) \cdot 10^{-6}$$

$$P_a = 0,085 \text{ MPa}$$

Coefficiente de gases residuales, para $T_k = T_o$ es

$$\gamma_r = \frac{T_o + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon \cdot P_a - P_r}$$

$$\gamma_r = \frac{(288,3 + 293) \text{ °K}}{950 \text{ °K}} \cdot \frac{0,12 \text{ MPa}}{(11,5) \cdot (0,085) - 0,12}$$

$$\gamma_r = 0,83$$

Temperatura final de admisión, para , se determina mediante la presión, por lo que se asume $\phi = 1$

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$$

$$T_a = \frac{[288,3 + 293 + (0,83) \cdot (950)] \text{ °K}}{1 + 0,83}$$

$$T_a = 748,53 \text{ °K}$$

Rendimiento volumétrico, siendo $T_k=T_o$ $\rho_k=\rho_o$, y $\varphi=\varphi_1=\varphi_2=1$
 $\varphi=\varphi_1=\varphi_2=1$ asumiendo

$$n_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_o} \cdot \frac{T_o}{T_a \cdot (1 + \gamma_1)}$$

$$n_v = \frac{11,5}{11,5 - 1} \cdot \frac{0,83}{0,12} \cdot \frac{288,3}{(748,53)(1 + 0,83)}$$

$$n_v = 0,99$$

- Comprobación con fórmula de motores
 - Rendimiento volumétrico

$$n_v = \frac{T_o}{T_o + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \left(\varepsilon \cdot \frac{P_a}{P_o} - \frac{P_r}{P_o} \right)$$

$$n_v = \frac{288,3}{288,3 + 293} \cdot \frac{1}{11,5 - 1} \cdot \left(11,5 \cdot \frac{0,83}{0,112} - \frac{0,12}{0,112} \right)$$

$$n_v = 0,97$$

6.- Parámetros del proceso de compresión, adoptamos el exponente politrópico

$$n_1=1,34$$

Presión final de compresión

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$$

$$P_c = (0,112 \text{ MPa}) \cdot (11,5)^{1,34}$$

$$P_c = 2,95 \text{ MPa}$$

Temperatura al final de compresión

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}$$

$$T_c = (748,53 \text{ °K}) \cdot (11,5)^{1,34 - 1}$$

$$T_c = 1717,3 \text{ °K}$$

7.- Los parámetros al final del proceso de compresión

Coefficiente de variación molecular

$$\mu_r = \frac{M_1 + \gamma_r \cdot M_1}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)}$$

$$\mu_r = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\mu_r = \frac{1,08 + 0,83}{1 + 0,83}$$

$$\mu_r = 1,04$$

Calor no desprendido por efecto de la combustión incompleta

$$(\Delta H_u)_{quim} = 114 \cdot 10^6 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o$$

$$(\Delta H_u)_{quim} = (114)(1 - 0,9) \cdot 0,516$$

$$(\Delta H_u)_{quim} = 5,9 \text{ MJ/kmol}$$

Ecuación de combustión para motores a carburador, para $\alpha < 1$, es:

$$\frac{\xi_z [H_u - (\Delta H_u)_{quilm}]}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + \frac{\mu_c + \gamma_r \cdot \mu_c^*}{1 + \gamma_r} = \mu_r \cdot \mu_c^*$$

Asumimos que $\xi_z = 0.85$

La energía interna de 1 mol de mezcla fresca al final del proceso de compresión es:

$$\mu_c = (\mu_{cv})_c \cdot t_c$$

Donde $(\mu_{cv})_c$ es el calor específico de la mezcla fresca a temperatura t_c en KJ/(kmol.°C)

Calor específico de la mezcla fresca es igual al calor específico del aire, por lo que para $t=443$ °C

$$t = 443 \text{ °C}$$

$$\mu_{cv} \left\{ \begin{array}{l} t = 443 \\ t = 0 \text{ °C} \end{array} \right. = 21.63 \text{ KJ/(kmol.°C)}$$

$$U_c = (21.63)(443) = 9550 \text{ KJ/(kmol.°C)}$$

La energía interna de 1 mol de productos de combustión al final del proceso

$$\mu_c^* = (\mu_{cv})_c^* \cdot t_c$$

$$\gamma_{CO} = 0.028; \gamma_{CO_2} = 0.111; \gamma_{H_2} = 0.014; \gamma_{H_2O} = 0.128; \gamma_{N_2} = 0.719; \xi_{O_2} = 1$$

;

Sabiendo que , tenemos que

$$U_c^* = ((0.028)(26,611)) + ((0.111)(35,52)) + ((0.014)(20,889)) \\ + ((0.128)(27,022)) + ((0.719)(21,302))$$

$$U_c^* = 23.658$$

por lo que:

$$U_c^* = (25.658) \cdot (443)$$

$$U_c^* = 10250 \text{ KJ/kmol}$$

de ahí se puede concluir que

$$\frac{\xi_z [H_u - (\Delta H_u)_{quilm}]}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} + \frac{\mu_c + \gamma_r \cdot \mu_c^*}{1 + \gamma_r} = \\ = \frac{0.85[44000 - 5900]}{0.482(1 + 0.83)} + \frac{[9550 + ((0.83)(10250))]}{1 + 0.83} = \mu_r \cdot \mu_c^*$$

$$\mu_r \cdot \mu_c^* = 72525$$

por lo tanto:

$$\mu_c^* = (\mu_{cv})_c^* \cdot t_c$$

$$\mu_c^* = \frac{72525}{\mu_r} = \frac{72525}{1.04}$$

$$\mu_c^* = 69735.57 \text{ KJ/kmol}$$

Asumimos que

$$\left. \begin{aligned} t_z = 2300 \text{ }^\circ\text{C} \\ \alpha = 0,9 \end{aligned} \right\} \mu_c = 67213 \text{ KJ/kmol}$$

$$t_z = 2372 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow 2645 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$\left. \begin{aligned} t_z = 2400 \text{ }^\circ\text{C} \\ \alpha = 0,9 \end{aligned} \right\} \mu_c = 69735,57 \text{ KJ/kmol}$$

Presión para el final de combustión

$$P_z = \mu_r \cdot \frac{T_z}{T_c} \cdot P_c$$

$$P_z = 1,04 \cdot \frac{2645 \text{ }^\circ\text{K}}{1717,3 \text{ }^\circ\text{K}} \cdot 2,95 \text{ MPa}$$

$$P_z = 4,73 \text{ MPa}$$

Grado de elevación

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} = \frac{4,73}{1,96}$$

$$\lambda = 2,41$$

Presión máxima

$$P_z^* = 0,85 \cdot P_z$$

$$P_z^* = (0,85)(4,73)$$

$$P_z^* = 4,02 \text{ MPa}$$

8.- Parámetros del ciclo de expansión $n=1,24$

$$P_b = \frac{P_z}{\epsilon^{n_2}}$$

$$P_b = \frac{4,73}{(11,5)^{1,24}}$$

$$P_b = 0,23 \text{ MPa}$$

Temperatura al final de la expansión

$$T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}}$$

$$T_b = \frac{2645}{(11,5)^{1,24-1}}$$

$$T_b = 1471,83 \text{ }^\circ\text{K}$$

9.- La presión media indicada del ciclo (calculada)

$$(p_i)_{an} = P_a \cdot \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right]$$

$$(p_i)_{an} = 0,112 \cdot \frac{(11,5)^{1,34}}{11,5 - 1} \left[\frac{2,41}{1,24 - 1} \left(1 - \frac{1}{(11,5)^{1,24-1}} \right) - \frac{1}{1,34 - 1} \left(1 - \frac{1}{(11,5)^{1,34-1}} \right) \right]$$

$$(p_i)_{an} = 1,05 \text{ MPa}$$

Si $\phi=0,97$, coeficiente de redondeo o plenitud

$$P_i = (0,97) \cdot (1,05)$$

$$P_i = 1,12 \text{ MPa}$$

10.- Parámetros principales del ciclo

Presión indicada para vencer la fricción

Velocidad pistón

$$V_p = 17 \text{ m/s}$$

$$P_m = 0,04 + 0,0135 \cdot V_p$$

$$P_m = 0,04 + 0,0135 \cdot (17 \text{ m/s})$$

$$P_m = 0,26 \text{ MPa}$$

Presión media efectiva del ciclo

$$P_e = P_i - P_m$$

$$P_e = 1,12 \text{ MPa} - 0,26 \text{ MPa}$$

$$P_e = 1,12 \text{ MPa} - 0,26 \text{ MPa}$$

$$P_e = 0,86 \text{ MPa}$$

Rendimiento mecánico

$$n_m = \frac{P_e}{P_i}$$

$$n_m = \frac{0,86 \text{ MPa}}{1,12 \text{ MPa}}$$

$$n_m = 0,81$$

Consumo específico del combustible

$$g_i = \frac{3600 \cdot n_v \cdot P_o}{P_i \cdot \alpha \cdot l_o}$$

$$g_i = \frac{(3600)(0,99)(0,1)}{(1,12)(14,77)}$$

$$g_i = 240 \text{ g/kW.h}$$

Consumo específico efectivo de combustible

$$g_e = \frac{g_i}{n_m}$$

$$g_e = \frac{240 \text{ g/kW.h}}{0,77}$$

$$g_e = 311,13 \text{ g/kW.h}$$

Rendimiento indicado del ciclo

$$n_i = \frac{3600}{g_l \cdot H_\mu}$$

$$n_i = \frac{3600}{(240)(44)}$$

$$n_i = 0,341$$

Rendimiento efectivo

$$n_e = n_i \cdot n_m$$

$$n_e = (0,341) \cdot (0,77)$$

$$n_e = 0,263$$

Consumo horario de combustible

$$g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3} = (311,13) \cdot (92,61) \cdot (10^{-3}) = 28,81 \text{ kg/h}$$

$$g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3} = 28,81 \text{ kg/h}$$

CÁLCULOS TOTALES DE MOTOR CHEVROLET 1300 CC

Velocidad media pistón

$$V_p = 2 \cdot S \cdot n$$

$$V_p = (2)(80,5 \text{ mm}) \cdot \frac{6000 \text{ rpm}}{60 \text{ seg}}$$

$$V_p = 16100 \text{ mm/seg}$$

$$V_p = 16,1 \text{ m/seg}$$

Cilindrada unitaria

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S$$

$$V_h = \frac{\pi \cdot (72,5 \text{ mm})^2}{4} \cdot (80,5 \text{ mm})$$

$$V_h = 332324,05 \text{ mm}^3$$

$$V_h = 332,32 \text{ cm}^3$$

Cilindrada total

$$V_H = V_h \cdot i$$

$$V_H = 332,32 \text{ cm}^3(4)$$

$$V_H = 1329,29 \text{ cm}^3$$

Volumen cámara de combustión

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

$$11,5 = \frac{332,32 \text{ cm}^3 + V_c}{V_c}$$

$$11,50 V_c = 332,32 \text{ cm}^3 + V_c$$

$$10,50 V_c = 332,32 \text{ cm}^3$$

$$V_c = 31,65 \text{ cm}^3$$

Volumen total cilindro

$$V_a = V_h + V_c$$

$$V_a = 332,32 \text{ cm}^3 + 31,65 \text{ cm}^3$$

$$V_a = 363,97 \text{ cm}^3$$

Rendimiento mecánico

Los valores de n_m para motores modernos oscilan entre 0,7 a 0,9

$$n_m = \frac{P_e}{P_i} \cdot 100$$

$$n_m = \frac{65 \text{ kW}}{74 \text{ kW}} \cdot 100$$

$$n_m = 87,83 \%$$

$$n_m = 0,8783$$

Consumo combustible urbano al recorrer 100 km

1,68 US gal (galones estadounidenses)

1,68 gal	100 km
1,00 gal	X

$$X = \frac{(1,00 \text{ gal})(100 \text{ km})}{1,68 \text{ gal}}$$

$$X = 59,52 \text{ km/gal}$$

Consumo combustible extra-urbano al recorrer 100 km

1,20 US gal (galones estadounidenses)

1,20 gal	100 km
1,00 gal	X

$$X = \frac{(1,00 \text{ gal})(100 \text{ km})}{1,20 \text{ gal}}$$

$$X = 83,33 \text{ km/gal}$$

Consumo combustible combinado al recorrer 100 km

1,38 US gal (galones estadounidenses)

1,38 gal	100 km
1,00 gal	X

Emissiones de CO₂=120 g/km → β

Área del cilindro

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi \cdot (72,50 \text{ mm})^2}{4}$$

$$A = 4185,25 \text{ mm}^2$$

$$A = 41,85 \text{ cm}^2$$

Temperatura de admisión

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + Y_{res} \cdot T_r}{1 + Y_{res}}$$

$$T_a = \frac{288,3 + 15,3 + (0,10) \cdot (950)}{1 + 0,10}$$

$$T_a = 362,36 \text{ °K}$$

Temperatura de compresión

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{k-1}$$

$$T_c = (362,36 \text{ °K}) \cdot (11,5)^{1,4-1}$$

$$T_c = 962,54 \text{ °K}$$

Ciclos termodinámicos

T (°K)	U ()	Vr
360 °K	256,73	341,2
362,36 °K	U ₁	V _{r1}
370 °K	264,46	367,2

$$U_1 = 256,73 + \frac{(362,36 - 360)^\circ K \cdot (264,46 - 256,73) \text{ KJ/kg}}{(370 - 360)^\circ K}$$

$$U_1 = 258,63 \text{ KJ/kg}$$

$$V_{r1} = 341,2 + \frac{(362,36 - 360)^\circ K \cdot (367,2 - 341,2)}{(370 - 360)^\circ K}$$

$$V_{r1} = 347,36$$

$$T_c = 362,36^\circ K \begin{cases} U_1 = 258,63 \text{ KJ/kg} \\ V_{r1} = 359,4 \end{cases}$$

$$\frac{V_{r1}}{V_{r2}} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{1}{\epsilon}$$

$$V_{r2} = \left(\frac{1}{11,5}\right) \cdot 347,36$$

$$V_{r2} = 30,2$$

$$T_c = 962,54^\circ K$$

T (°K)	U ((KJ)kg)
960	725,02
962,54	U ₂
980	741,92

$$U_2 = 725,02 + \frac{(962,54 - 960)^\circ K \cdot (741,92 - 725,02) \text{ KJ/kg}}{(980 - 960)^\circ K}$$

$$U_2 = 727,16 \text{ KJ/kg}$$

Grado de elevación

$$\lambda = 2,81$$

Temperatura combustión

$$T_z = T_c \cdot \lambda$$

$$T_z = 962,54^\circ K \cdot (2,81)$$

$$T_z = 2704,7^\circ K$$

Temperatura escape

$$T_b = T_z \cdot \left(\frac{1}{\epsilon^{k-1}}\right)$$

$$T_b = 2704,7^\circ K \cdot \left(\frac{1}{(11,5)^{1,4-1}}\right)$$

$$T_b = 1018,2^\circ K$$

SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

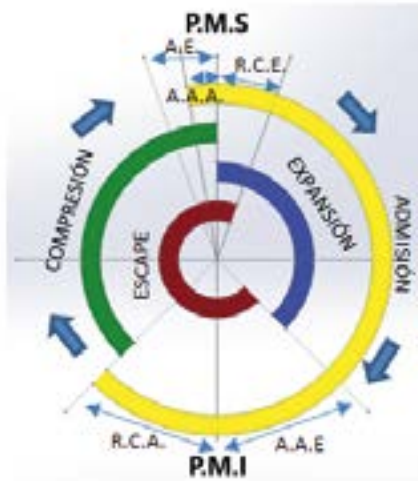


Figura 5. Diagrama de distribución

Fuente: Autores

Ángulos de mando

$$AAA = 6^\circ$$

$$RCA = 40^\circ$$

$$AAE = 31^\circ$$

$$RCE = 9^\circ$$

$$AE = 12^\circ$$

- Ángulo de la válvula de admisión

$$\alpha VA = \alpha Aa + 180^\circ + \alpha Ac$$

$$\alpha VA = 6^\circ + 180^\circ + 40^\circ$$

$$\alpha VA = 226^\circ$$

- Ángulo de la válvula de escape

$$\alpha VE = \alpha Ea + 180^\circ + \alpha Ec$$

$$\alpha VE = 31^\circ + 180^\circ + 9^\circ$$

$$\alpha VE = 220^\circ$$

- Tiempo de apertura Válvula de Admisión

$$n = 6000rpm$$

$$t_{VA} = \frac{\alpha VA}{n \cdot 6}$$

$$t_{VA} = \frac{226^\circ}{(6000rpm)(6)}$$

$$t_{VA} = 6,27 \times 10^{-3} \text{ seg}$$

- **Tiempo de apertura Válvula de Escape**

$$t_{VE} = \frac{\alpha VE}{n \cdot 6}$$

$$t_{VE} = \frac{220^\circ}{(6000rpm)(6)}$$

$$t_{VE} = 6,11 \times 10^{-3} \text{ seg}$$

- **Traslape y tiempo de cruce de las válvulas**

$$\alpha \text{ traslape} = AAA + RCE$$

$$\alpha \text{ traslape} = 6^\circ + 9^\circ$$

$$\alpha \text{ traslape} = 15^\circ$$

$$\alpha \text{ traslape} = t \text{ cruce}$$

$$t \text{ cruce} = \frac{\alpha \text{ traslape}}{6 \cdot n}$$

$$t \text{ cruce} = \frac{15^\circ}{(6)(6000)}$$

$$t \text{ cruce} = 4,1667 \times 10^{-4} \text{ seg}$$

- **Consumo horario de combustible**

$$B = 49,17 \frac{kg}{h} \cdot 1000 \frac{gr}{kg} \cdot \frac{1h}{3600 \text{ seg}}$$

$$B = 13,66 \frac{gr}{seg}$$

- **Gasto específico de combustible**

$$Ne = 75 \text{ kW}$$

$$b = \frac{B \cdot 3600}{Ne}$$

$$b = \frac{(13,66)(3600)}{75 \text{ kW}}$$

$$b = 655 \frac{gr}{kW \cdot h}$$

- **Cantidad inyectada de combustible**

$$K_{IV} = \frac{b \cdot Pe \cdot 2}{i \cdot n \cdot 60}$$

$$K_{IV} = \frac{(655,68) \cdot (75) \cdot (2)}{(4) \cdot (6000) \cdot (60)}$$

$$K_{IV} = 0,067 \text{ gr}$$

- Velocidad angular

$$W = 2 * \pi * n$$

$$W = 2 * \pi * 6000$$

$$W = 37699,12 \frac{\text{rad}}{\text{min}}$$

$$W = 628,3 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

LAPSOS QUE CUMPLE EL MOTOR EN SUS DIFERENTES ETAPAS

$$t_{\text{admisión}} = \frac{\alpha VA}{n * 6}$$

$$t_{\text{admisión}} = \frac{226^\circ}{(6000)(6)}$$

$$t_{\text{admisión}} = 6,27 * 10^{-3} \text{ seg}$$

- Tiempo compresión

$$RCA = 180^\circ - AE - \alpha_{\text{compresión}}$$

$$\alpha_{\text{compresión}} = 180^\circ - AE - RCA$$

$$\alpha_{\text{compresión}} = 180^\circ - 12^\circ - 40^\circ$$

$$\alpha_{\text{compresión}} = 128^\circ$$

$$t_{\text{compresión}} = \frac{\alpha_{\text{compresión}}}{n * 6}$$

$$t_{\text{compresión}} = \frac{128^\circ}{(6000)(6)}$$

$$t_{\text{compresión}} = 3,55 * 10^{-3} \text{ seg}$$

- Tiempo de explosión

$$AAE = 180^\circ + AE - \alpha_{\text{explosión}}$$

$$\alpha_{\text{explosión}} = 180^\circ + AE - AAE$$

$$\alpha_{\text{explosión}} = 180^\circ + 12^\circ - 31^\circ$$

$$\alpha_{\text{compresión}} = 161^\circ$$

$$t_{\text{explosión}} = \frac{\alpha_{\text{explosión}}}{n * 6}$$

$$t_{\text{explosión}} = \frac{161^\circ}{(6000)(6)}$$

$$t_{\text{compresión}} = 4,47 * 10^{-3} \text{ seg}$$

- Tiempo de escape

$$t_{\text{escape}} = \frac{\alpha VE}{n \cdot 6}$$

$$t_{\text{escape}} = \frac{220^\circ}{(6000)(6)}$$

$$t_{\text{admisión}} = 6,11 \cdot 10^{-3} \text{ seg}$$

El orden de encendido es la secuencia en que tiene lugar la chispa de la bujía en cada cilindro. Esta chispa coincide con el inicio de la carrera de fuerza respectiva y se presenta, en motores de cuatro cilindros en línea, de la manera siguiente: 1 - 3 - 4 - 2, es decir, que encenderá primero el cilindro número uno, después el número tres, a continuación, el cuatro y por último el número dos. Este ciclo, como ya sabemos, se repite continuamente de modo que habrá sólo un pistón en carrera de fuerza, otro en carrera de compresión, uno más en carrera de admisión y otro en carrera de escape, en cualquier momento de giro del cigüeñal, siguiendo siempre ese orden de encendido.

(Alonso Pérez, 2009)

REFRIGERACIÓN DEL MOTOR

- Cantidad de calor consumida en 1 segundo (kW)

$$Q_H = \text{calor producido por el motor} \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

$$Q_C = \text{coeficiente de calor de consumo} \left(\frac{kg}{h} \right)$$

$$Q_o = \frac{Q_H Q_C}{3,6}$$

$$Q_o = \frac{(43930 \text{ kJ})(14,7 \text{ Kg/hr})}{3,6}$$

$$Q_o = 179380,83 \frac{kJ}{hr}$$

$$Q_o = \frac{179380,83 \left(\frac{KJ}{hr} \right) \cdot 1 \text{ hr}}{1 \cdot 3600 \text{ s}}$$

$$Q_o = 49,82 \text{ KW}$$

- Cantidad de calor que se pierde necesariamente cuando el motor funciona y entrega al sistema de refrigeración (KW)

C=constante de refrigeración

i=número de cilindros

D=diámetro tubería circulación de líquido (mm)

m=coeficiente del aire

n=frecuencia de rotación de la bomba (rpm)

α =coeficiente de exceso de aire

D = 76,5 mm

n = 5800 rpm

α = 0,9

C \approx 0,43 – 0,44

m \approx 0,65 – 0,7

$$Q_1 = C \cdot i \cdot D^{(1+2m)} \cdot n^m \cdot \left(\frac{1}{\alpha}\right)$$

$$Q_1 = 0,44 \cdot 4 \cdot 76,5^{(1+2(0,7))} \cdot 5800^{(0,7)} \cdot \left(\frac{1}{0,9}\right)$$

$$Q_1 = 27954852,05 \text{ W}$$

$$Q_1 = 27,9549 \text{ MW}$$

- La entrega necesaria de masa de líquido

C_L =capacidad media calorífica del agua $\frac{KJ}{kg \cdot ^\circ K} \Delta T_L$

C_L =temperatura de caída del agua $^\circ K$

Q_L =calor de salida

Capacidad media calorífica del agua= $4187 \frac{KJ}{kg \cdot ^\circ K}$

Temperatura de caída del agua = $10^\circ C$

Calor de salida = $4257409,30 \frac{KJ}{s}$

$$G_L = \frac{Q_L}{C_L \cdot \Delta T_L}$$

$$G_L = \frac{4257409,30}{4187 \cdot 283}$$

$$G_L = 3,59 \frac{Kg}{s}$$

- Entrega de masa del aire medio del radiador

$$Q_L = Q_A$$

$$G_a = \frac{Q_A}{(C_A \cdot \Delta T_A)}$$

$$G_a = \frac{4257409,30}{(1000 \cdot 297)}$$

$$G_a = 14,33 \frac{kg}{s}$$

- Entrega de líquido por la bomba

V_{elc} =velocidad de entrega de la bomba $\left(\frac{m}{s}\right)$

V_L =entrega de la bomba $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

η_o =coeficiente volumen de la bomba (0,7-0,85) m^2

$$V_{elc} = \frac{V_L}{\eta_o}$$

$$V_{elc} = \frac{2 \times 10^{-6} \left(\frac{m^3}{s}\right)}{0,7 (m^2)}$$

$$V_{elc} = 2,85 \times 10^{-6} \left(\frac{m}{s}\right)$$

- Área de enfriamiento del radiador

$$F_R = \frac{Q}{K \cdot \Delta T}$$

F_R = superficie de enfriamiento del radiador (m^2)

Q = calor que entrega motor al sistema de refrigeración (J)

K = coeficiente de termo transferencia = $150 \left(\frac{BTU}{m^2 \cdot ^\circ K} \right)$

$$F_R = \frac{Q}{K \cdot \Delta T}$$

$$F_R = \frac{52643}{150(355 - 325.5)}$$

$$F_R = 11.88 m^2$$

- Densidad del aire frente al radiador

ρ_{aire} = densidad del aire $\left(\frac{kg}{m^3} \right)$

P_o = presión atmosférica (MPa) 0,1 (MPa)

R_{aire} = constante del aire = $0,287 \frac{KJ}{kg \cdot ^\circ K}$

$T_{m\ aire}$ = temperatura del aire ($^\circ K$)

$$\rho_{aire} = \frac{P_o \cdot 10^6}{(R_{aire} \cdot T_{m\ aire})}$$

$$\rho_{aire} = \frac{0.1 \cdot 10^6}{(287 \cdot 325.5)}$$

$$\rho_{aire} = 1.07 \frac{kg}{m^3}$$

- Volumen de entrega de aire por medio del radiador

V_{aire} = volumen entrada de aire por el radiador $\left(\frac{m^3}{s} \right)$

G_{aire} = magnitud que expresa masa del gas $\left(\frac{kg}{s} \right)$

ρ_{aire} = densidad del aire $\left(\frac{kg}{m^3} \right)$

$$V_{aire} = \frac{G_{aire}}{(\rho_{aire})}$$

$$V_{aire} = \frac{15,63 \left(\frac{kg}{s} \right)}{1,088 \left(\frac{kg}{m^3} \right)}$$

$$V_{aire} = 14,365 \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

- Área frontal de la pared del radiador

F_R = superficie frontal de la pared del radiador (m^2)

V_{aire} = volumen entrada de aire por el radiador $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

V_v = velocidad del aire frente del radiador $16 \frac{m}{s}$

$$F_R = \frac{V_{aire}}{V_v}$$

$$F_R = \frac{14,365}{16}$$

$$F_R = 0,897 m^2$$

LUBRICACIÓN DEL MOTOR

- Cálculo del flujo de aceite

Potencia efectiva $N_e = 74 kW$

Circulación específica del aceite = $0,44 \frac{lt}{kW \cdot min}$

$$Q_{ac} = 0,44 \cdot N_e$$

$$Q_{ac} = 0,44 \frac{lt}{kW \cdot min} \cdot 74 kW$$

$$Q_{ac} = 32,56 \frac{lt}{min}$$

- Cantidad desprendida cedida por los cojinetes

p_m = presión media sobre el muñón del cigüeñal (MPa)

f = coeficiente de fricción líquida (0,002-0,008)

F_c = superficie del cojinete (m^2)

v = velocidad circunferencial del muñón (m/seg)

$$Q_c = 10^{-3} \cdot p_m \cdot f \cdot F_c \cdot v$$

$$Q_c = 10^{-3} \cdot 50 \cdot 0,006 \cdot 8,1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5$$

$$Q_c = 8,437 \cdot 10^{-7} \frac{KJ}{seg}$$

- Holgura mínima de aceite

H_{min} = holgura mínima de la película de aceite (μm)

h_{cri} = holgura crítica de la película de aceite (μm)

h_{trab} = holgura de trabajo (μm)

$$H_{min} \geq h_{cri} + h_{trab}$$

$$H_{min} \geq h_{cri} + h_{trab}$$

- **Nivel de calor evacuada por el cojinete de aceite**

v_{ac} = volumen de aceite que pasa por el cojinete (m³/seg)

ρ_{aci} = densidad del aceite (kg/m³)

c_{ac} = calor específico del aceite

t_A = temperatura del aceite a la entrada del cojinete

t_A = temperatura a la salida del cojinete

$$Q_E = V_{ac} \cdot \rho_{ac} \cdot c_{ac} \cdot (t_A - t_A)$$

$$Q_E = (0,05) \cdot (920) \cdot (0,002) \cdot (10 - 15)$$

$$Q_E = -(0,46) \frac{kJ}{seg}$$

- **Holgura mínima de la película de aceite**

δ = holgura radial (μm)

x = excentricidad relativa

$$h_{min} = \delta(1-x)$$

$$h_{min} = (2,2\mu m) \cdot (1-0,45)$$

$$h_{min} = 1,21 \mu m$$

- **Relación de presión máxima y media convencionales sobre el muñón**

k_{mac} = presión máxima convencional sobre el muñón de biela (MPa)

k_m = presión media convencional sobre el muñón de biela (MPa)

$$x = \frac{K_{max}}{K_m}$$

$$K_m = \frac{K_{max}}{x}$$

$$K_m = \frac{15 \times 10^6 Pa}{0,45}$$

$$K_m = 33,33 MPa$$

- **Suministro de la bomba hacia los cojinetes**

C = coeficiente igual a 0,008 - 0,0012

n = rpm del cigüeñal

d = diámetro del muñón del árbol de levas (m)

i_c = # total de cojinetes de biela y bancada

$$v_B = C \cdot n_{cig} \cdot d^2 \cdot i_c$$

$$v_B = (0,01) \cdot (6000) \cdot (0,0508)^2 \cdot (18)$$

$$v_B = 2,78 \frac{m^3}{h}$$

SISTEMA DE ENCENDIDO

- Coeficiente de autoinducción

$$L = N \cdot \frac{\Phi}{I}$$

Donde:

L=coeficiente de autoinducción en henrios (H)

o=flujo producido en la bobina en weber (Wb)

I=intensidad que circula por la bobina en amperios (A)

N=número de espiras de las bobina o solenoide

$$B = \mu_o \cdot \frac{N \cdot I}{l}$$

Inducción en un solenoide

Donde:

$$\Phi = B \cdot S$$

Entonces:

$$\Phi = \mu_o \cdot \frac{N \cdot I}{l} \cdot S$$

Sustituyendo los valores, se tiene:

$$L = \mu_o \cdot \frac{N^2 \cdot S}{l}$$

L=coeficiente de autoinducción en henrios (H)

μ_o =coeficiente de permeabilidad del vacío

$\mu_o=4 \cdot \pi \cdot 10^{-7}$ (Wb(A.m))

N=número de espiras de las bobina o solenoide

S=sección del solenoide en metros cuadrados (m²)

l=longitud del solenoide en metros (m)

- f.e.m. autoinducida

$$|E_{med}| = \frac{-N \cdot \Phi}{t} = \frac{-N \cdot \Phi \cdot I}{t \cdot I} = -L \cdot \frac{I}{t}$$

Energía almacenada en una bobina

$$W = \frac{1}{2} \cdot L \cdot I^2$$

Calcular el coeficiente de autoinducción y la f.e.m. autoinducida si se establece la corriente en 8ms, teniendo como datos, que por 300 espiras de cobre de un solenoide circula 3A, la longitud de dicho solenoide es de 600 cm y su diámetro es de 7cm

• Inducción:

$$B = \mu_o \cdot \frac{N \cdot I}{l}$$

$$B = 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7} \cdot \frac{(300)(3)}{(600) \cdot 10^{-2}} \text{ T}$$

$$B = 1,89 \cdot 10^{-4} \text{ T}$$

$$B = 0,189 \text{ mT}$$

• Sección del solenoide:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$S = \frac{(\pi) \cdot (7^2)}{4} \text{ cm}^2$$

$$S = 38,48 \text{ cm}^2$$

• Coeficiente de autoinducción:

$$L = \mu_o \cdot \frac{N^2 \cdot S}{l}$$

$$L = 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7} \cdot \frac{(300)^2 \cdot (38,48) \cdot 10^{-4}}{(600) \cdot 10^{-2}} \text{ H}$$

$$L = 7,25 \cdot 10^{-5} \text{ H}$$

• f.e.m. autoinducida:

$$|E_{med}| = L \cdot \frac{I}{t}$$

$$|E_{med}| = (7,25 \cdot 10^{-5}) \cdot \frac{3}{8 \cdot 10^{-3}} \text{ V}$$

$$|E_{med}| = 0,0272 \text{ V}$$

$$|E_{med}| = 27,20 \text{ mV}$$

Fórmulas tomadas del Libro Electrotécnia, Germán Santamaría, Agustín Castejón

CAPITULO XI



ANALISIS DEL CICLO DE TRABAJO DE UN MOTOR A DIÉSEL PARA INSTALARLO EN UN AUTOMOVIL

Características del motor sin sobrealimentación:

Número de revoluciones	n=2500 rpm
Potencia efectiva del motor	Ne=170 Kw
Número de cilindros	i=8
Relación de compresión	ε=17
Coefficiente de exceso de aire	α=1,4
Cámara de combustión tipo	YaMZ-236
Combustible motor Diesel	C=0,87;H=0,126 ;O _c =0,004
Poder calorífico inferior	H _u =44 MJ/kg

1. La cantidad de aire teórica necesaria para la combustión de 1 kg de combustible

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O_c \right)$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} (0,87) + (8(0,126)) - 0,004 \right)$$

$$l_0 = 14,45 \text{ kg}$$

$$L_0 = \frac{1}{0,209} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_c}{32} \right)$$

$$L_0 = \frac{1}{0,209} \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right)$$

$$L_0 = 0,499 \text{ kmol}$$

Lo comprobamos según la expresión:

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_a} = \frac{14,45}{28,96}$$

$$L_0 = 0,499 \text{ kmol}$$

2. La cantidad total de aire es:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = (1,4)(0,499)$$

$$M_1 = 0,699 \text{ kmol}$$

3. Los productos de combustión para se hallan de:

$$(M_2)_{\alpha=1} = \frac{C}{12} + \frac{H}{12} + 0,79L_0$$

$$(M_2)_{\alpha=1} = \frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{2} + (0,79)(0,499)$$

$$(M_2)_{\alpha=1} = 0,5297 \text{ kmol}$$

La cantidad excedente de aire fresco es

$$(\alpha - 1)L_0 = (1,4 - 1)(0,499) = 0,1996 \text{ kmol}$$

La cantidad total de los productos de combustión se determina mediante:

$$M_2 = (M_2)_{\alpha=1} + (\alpha - 1)L_0$$

$$M_2 = 0,5297 + 0,1996$$

$$M_2 = 0,7293 \text{ kmol}$$

Coefficiente teórico de variación molecular:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,7293}{0,699}$$

$$\mu_0 = 1,043$$

4. Parámetros del proceso de admisión. Proporcionamos los siguientes parámetros para la carga en el proceso de admisión: el incremento de la temperatura de la carga Entonces la densidad e la carga en la admisión es:

$$\rho_0 = p_0/RT_0 = 1,209 \text{ kg/m}^3$$

$$p_a = p_0 - (\beta^2 + \xi) \frac{\omega_{ad}^2}{2} \rho_0 \cdot 10^{-6}$$

Asignamos $(\beta^2 + \xi) = 2,8$; $\omega_{ad} = 82 \text{ m/s}$, por lo que

$$p_a = 0,1 - \frac{2,8}{2} \cdot (82^2)(1,209) \cdot 10^{-6}$$

$$p_a = 0,089 \text{ MPa}$$

Adoptamos los siguientes parámetros para los gases residuales: $p_r = 0,12 \text{ MPa}$; $T_r = 850 \text{ °K}$. Entonces el coeficiente de gases residuales será igual a:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\epsilon p_a - p_r} = \frac{288 + 30}{850} \frac{0,12}{(17)(0,892) - 0,12}$$

$$\gamma_r = 0,032$$

La temperatura al final de la admisión $T_k=T_0$

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{288 + 30 + (0,032)(850)}{1 + 0,032}$$

$$T_a = 334,5 \text{ } ^\circ K$$

Para el rendimiento volumétrico se utiliza $\varphi_1=1, p_k=p_0$ y $T_k=T_0$, de lo que resulta:

$$\eta_V = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a(1 + \gamma_r)} = \frac{17}{16} \cdot \frac{0,089}{0,1} \cdot \frac{288}{(334,5)(1,032)}$$

$$\eta_V = 0,789$$

5. Parámetros del proceso de compresión. Admitimos que el exponente politrópico de compresión . La presión al final de la compresión es:

$$P_c = p_a \epsilon^{n_1} = (0,089)(17^{1,38})$$

$$P_c = 4,44 \text{ MPa}$$

La temperatura al final de la compresión:

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1} = (334,5)(17^{0,38})$$

$$T_c = 981,67 \text{ } ^\circ K$$

6. Parámetros del proceso de combustión. La ecuación del proceso de combustión en el motor de gasóleo con se obtiene de:

$$\frac{\xi_r H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma_r U_c'}{1 + \gamma_r} + 8,314 \lambda T_c = \mu_r (U_2' + 8,314 T_2)$$

El coeficiente real de variación molecular es

$$\mu_r = \frac{M_2 + \gamma_r M_1}{M_1(1 + \gamma_r)} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,043 + 0,032}{1 + 0,032} = 1,042$$

de tal manera que:

$$\frac{\xi_r H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} = \frac{(0,82)(44)(10^3)}{(1,032)(0,699)} = 50 \text{ } 016 \frac{\text{KJ}}{\text{kmol}}$$

La energía interna de 1 kmol de aire a la temperatura de compresión es

$$U_c' = (22,408)(699) = 15 \text{ } 663 \frac{\text{KJ}}{\text{kmol}}$$

La energía interna de 1 kmol de productos de combustión a la temperatura está integrada por la energía interna de estos últimos siendo y la energía interna del aire excedente, es decir

$$U_c'' = (U_c')_{a=1} (r_{M_2})_{a=1} + U_c r_{e.a.}$$

El calor específico de los productos de combustión, para $\alpha=1$

$$(\mu c_p)_{\alpha=1} = 25,079 \frac{KJ}{kmol}$$

Entonces la energía interna de los productos de combustión para $\alpha=1$

$$(U_c)_{\alpha=1} = 17\,530 \frac{KJ}{kmol}$$

y

$$U_c = 17\,530 \cdot \frac{0,5297}{0,7293} + 15\,663 \cdot \frac{0,1996}{0,7293}$$

$$U_c = 17\,019 \frac{KJ}{kmol}$$

La magnitud

$$\frac{U_c + \gamma_r U_c}{1 + \gamma_r} = \frac{15\,663 + (0,032)(17\,019)}{1,032}$$

$$= 15\,705 \frac{KJ}{kmol}$$

Asignamos el grado de elevación de la presión $\lambda=1.8$ entonces:

$$8,314\lambda T_c = (8,314)(1,8)(981,67) = 14\,691 \text{ KJ/kmol}$$

La suma de todos los términos del primer miembro de la ecuación de combustión es:

$$\frac{\xi_z H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma_r U_c}{1 + \gamma_r} + 8,314\lambda T_c$$

$$= 50\,016 + 15\,705 + 14\,691$$

$$= 80\,412 \frac{KJ}{kmol}$$

Por lo tanto, por medio de $\mu_r=1,04$:

$$\mu_r(U_z + 8,314\lambda T_c) = 80\,412 \frac{KJ}{kmol}$$

O también teniendo $\mu_r=1,04$, queda:

$$U_z + 8,314\lambda T_c = 77\,319 \frac{KJ}{kmol}$$

La energía interna U_z es una función de la temperatura de combustión y de calor específico, por eso la última ecuación puede resolverse aplicando el método de aproximaciones sucesivas:

Si se adopta que $T_z=2173$ °K o mejor dicho $t_z=1900$ °C , obtenemos

$$U_z = 54\,931 \cdot \frac{0,5297}{0,7293} + 47\,813 \cdot \frac{0,1996}{0,7293}$$

$$U_z = 52\,983 \frac{KJ}{kmol}$$

$$U_z + (8,314)(2\,173) \text{ °K}$$

$$U_{z1} = 71\,049 \frac{KJ}{kmol}$$

Si $T_z=2273 \text{ }^\circ\text{K}$ ($t_z=2000^\circ\text{C}$), entonces:

$$U_z^* = 58\,193 \cdot \frac{0,5297}{0,7293} + 50\,660 \cdot \frac{0,1996}{0,7293} =$$

$$U_z^* = 56\,131 \frac{\text{KJ}}{\text{kmol}}$$

$$U_z^* + (8,314)(2\,273) \text{ }^\circ\text{K}$$

$$U_{z1}^* = 75\,029 \frac{\text{KJ}}{\text{kmol}}$$

Ya que el segundo miembro de la ecuación de combustión es igual a $77\,319 \text{ KJ/kmol}$ resulta evidente que la temperatura de combustión buscada se encuentra entre 2300 y $2400 \text{ }^\circ\text{K}$.

En forma análoga a lo realizado en el ejemplo anterior encontramos que $T_z=2342 \text{ }^\circ\text{K}$.

El coeficiente de expansión preliminar se obtiene de:

$$\rho = \frac{\mu_r T_z}{\lambda T_c} = \frac{(1,04)(2\,342)}{(1,8)(981,67)} = 1,38$$

La presión máxima de combustión:

$$p_z = p_c \lambda = (4,44)(1,8)$$

$$p_z = 7,992 \text{ MPa}$$

7. Parámetros del proceso de expansión. El grado de expansión posterior es:

$$\delta - \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1,38} = 12,32$$

Escogemos el exponente politrópico de expansión $n_2=1,23$

La temperatura al final de la expansión es:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2342}{12,32^{0,23}}$$

$$T_b = 1\,314 \text{ }^\circ\text{K}$$

La presión al final de la expansión es:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{7,992}{12,32^{1,23}}$$

$$p_b = 0,364 \text{ MPa}$$

8. La presión media indicada del ciclo se encuentra por medio de :

$$(p_i)_{an} = \rho_0 \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$$

$$(p_i)_{an} = 0,089 \cdot \frac{17^{1,38}}{16} \left[1,8(1,38 - 1) + \frac{(1,8)(1,38)}{0,23} \left(1 - \frac{1}{12,32^{0,23}} \right) - \frac{1}{0,38} \left(1 - \frac{1}{17^{0,38}} \right) \right]$$

$$(p_i)_{an} = 1,012 \text{ MPa}$$

La presión media indicada del ciclo real, tomando en cuenta el redondeamiento del diagrama, para $\phi_i=0,95$; es

$$p_i = 0,95(p_i)$$

$$p_i = 0,96 \text{ MPa}$$

9. Parámetros principales del ciclo. La fracción de la presión indicada que se gasta en vencer la fricción y accionar los mecanismos auxiliares se halla:

$$p_m = 0,105 + 0,012 v_p$$

Consideramos que la velocidad media del pistón es $v_p=10$ m/s, entonces:

$$p_m = 0,105 + (0,012)(10)$$

$$p_m = 0,225 \text{ MPa}$$

La presión media efectiva del ciclo se determina:

$$p_e = p_i - p_m = 0,96 - 0,225$$

$$p_e = 0,735 \text{ MPa}$$

El rendimiento mecánico:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,735}{0,96}$$

$$\eta_m = 0,766$$

Consumo específico indicado de combustible:

$$g_i = 3600 \frac{\eta_v p_0}{p_i \alpha l_0}$$

$$g_i = 3600 \cdot \frac{(0,789)(1,209)}{(0,96)(1,4)(14,45)}$$

$$g_i = 176,82 \text{ g/(kW.h)}$$

Consumo específico efectivo de combustible es:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}$$

$$g_e = 231 \text{ g/(kW.h)}$$

Rendimiento indicado del ciclo:

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i H_u} = \frac{3600}{(176,82)(44)}$$

$$\eta_i = 0,463$$

Rendimiento efectivo del ciclo:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = (0,463)(0,766)$$

$$\eta_e = 0,354$$

El consumo horario de combustible es

$$G_c = g_e N_e = (0,231)(170)$$

$$G_c = 39,27 \text{ kg/h}$$

10. Dimensiones principales del motor

$$iV_h = \frac{30 N_e \tau}{p_e n} = \frac{(30)(170)(4)}{(0,735)(2500)}$$

$$iV_h = 11,1 \text{ l}$$

Volumen de trabajo de un cilindro:

$$V_h = \frac{11,1}{8}$$

$$V_h = 1,39 \text{ l}$$

Adoptamos $S(D=J=1,0)$. Entonces:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi J}}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{(4)(1,39)}{1 \cdot \pi}}$$

$$D = 1,21 \text{ dm}$$

$$D = 121 \text{ mm}$$

Elegimos $D=120\text{mm}$. . De aquí para

Entonces obtenemos que la carrera

$$S=123 \text{ mm}$$

La velocidad media del pistón es :

$$v_p = \frac{S_n}{30} = \frac{(0,123)(2500)}{30}$$

$$v_p = 10,25 \text{ m/s}$$

Datos y fórmulas tomadas del libro de Motores de automóvil de M.S. Jójaj

BIBLIOGRAFÍA

- Alonso Pérez, J. M. (2009). *Motores*. Madrid: Paraninfo.
- Baselogica. (15 de 03 de 2019). *baselogica*. Obtenido de <https://www.baselogica.com/sistemas-lubricacion/>
- Basshuysen, R., & Schäfer, F. (2004). *Internal combustion engine handbook*. Warrendale: SAE International.
- Carreras, R., Álvarez Flórez, J. A., & Callejón Agramunt, I. (2005). *Motores alternativos de combustión interna*. Barcelona: Universitat Politècnica de Catalunya.
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2009). *Termodinámica* (Sexta ed.). Mexico: Mc Graw Hill. Recuperado el 18 de 03 de 2019
- Funes, C. A. (2010). *Motores para Competición: Diseño y Preparación* (Primera ed., Vol. 1). Córdova, Córdova, Argentina.
- G., P. (1987). *Problemas de Termotecnia*. USRR: Mir Moscú.
- Jóvaj, M., & Máslov, G. (1973). *Motores de Automóvil*. (A. Molina Garcia, Trad.) URSS: MIR Moscú.
- Kindler, H., & Kynast, H. (1986). *Matemática Aplicada Para la Técnica del Automóvil*. Barcelona: GTZ Editorial Reverté S. A.
- Marulanda A, J. L., Zapata M, A., & Augusto E, C. (2009). Cosntrucciones de una maquina para ensayo en desgaste abrasivo. *Scientia et Technica Año XV*, 373-378.
- Molina, S. A. (2005). *Influencia de los parámetros de inyección*

y la regulación de gases de escape sobre el proceso de combustión de un motor Diesel. Barcelona: Editorial Reverté.

Nadir Aksoy. (15 de 03 de 2019). *Nadir Aksoy*. Obtenido de http://www.nadiraksoy.com/es/ellipse_del_motor.Hg1hGpC4UE0Q3WJo4DJrepSTHFt3wLpjRfve7LY4

Pankrátov, G. (1987). *Problemas de Termotecnia.* USSR: Mir Moscú.

Payri, F., & Desantes, J. M. (2011). *Motores de combustión interna alternativos.* Valencia: Universitat Politècnica de València.

Pérez, M. A., & Martín, J. J. (2000). *Tecnología de Electricidad del Automóvil.* Barcelona: S.L. CIE Inversiones.

Romero Piedrahita, C. A., Quintero Ríaza, H. F., & Calle Trujillo, G. (2003). *Modelado de las cargas dinámicas en los motores de combustión interna.* Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira.

Rovira, J., & Muñoz, M. (2015). *Motores de combustión interna.* UNED.

Solanes Jiménez, A. (2008). *Modelización y optimización de los parámetros termodinámicos de motores alternativos de combustión interna ciclo Otto y Diesel.* Catalunya: Universitat Politècnica de Catalunya.