# PROBLEMAS DE MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

# PROBLEMAS DE MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

**Simón J. Fygueroa S**

Ingeniero Mecánico. Universidad Nacional de Colombia
Master en Motorización Civil. Instituto Politécnico de Turín
Doctor Ingeniero Industrial. Universidad Politécnica de Valencia
Profesor Titular. Universidad de los Andes

**Jesús O. Araque M.**

Ingeniero Mecánico. Universidad de los Andes
Master of Science. Universidad de Illinois
Profesor Titular. Universidad de los Andes

**GRUPO DE MOTORES TERMICOS. GRUMOTE**
**ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA**
**UNIVERSIDAD DE LOS ANDES**
**Mérida. 2003**

Título de la Obra: **PROBLEMAS DE MOTORES DE COMBUSTION INTERNA**

Autores: **SIMÓN J. FYGUEROA S.**
**JESÚS O. ARAQUE M.**

Editado por: **CONSEJO DE ESTUDIOS DE POSTGRADO.**
**UNIVERSIDAD DE LOS ANDES**
**MÉRIDA, VENEZUELA**

1ra. Edición, 2003



HECHO EL DEPÓSITO DE LEY

DEPÓSITO LEGAL: If 23720026201820

ISBN: 980-11-0658-1

Talleres Gráficos Universitarios / Mérida 2003
Impreso en Venezuela / Printed in Venezuela

# CONTENIDO

## CAPITULO 4

## Ensayo de motores



## CAPITULO 5

## Parámetros del motor



## CAPITULO 6

## Intercambio de gases



## CAPITULO 7

## Combustión

# PROLOGO

El transporte de personas y cosas así como, la generación de electricidad domestica y a escala industrial dependen en un elevado porcentaje de los motores de combustión interna alternativos. Esta es la principal razón por la que tanto en el ámbito de pregrado, como de postgrado es importante lograr una adecuada y profunda formación del ingeniero en este importante campo de la técnica.

Esta ha sido la motivación que ha llevado a los autores a publicar el presente texto que tiene como objetivo servir de apoyo a la asignatura Motores de Combustión Interna, materia programática de la carrera de Ingeniería Mecánica que se imparte en la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Los Andes. Su contenido también puede ser usado en un curso de postgrado relacionado con el cálculo, aplicación y mantenimiento de los motores de combustión interna,

El libro que posee un marcado carácter docente cubre una laguna importante en la formación de nuestros ingenieros, para los cuales no hay, hasta ahora, una colección de problemas que aborde una revisión global del tema motorístico, enfocado de manera didáctica y con un claro objetivo de utilidad profesional; de ahí que se considere puede ser además, de gran utilidad para los ingenieros que tanto en planta como en campo estén ejerciendo actividades de mantenimiento y servicio de motores.

El contenido de la obra, en general, sigue el siguiente esquema: Cada capítulo esta precedido de una sección dedicada a la presentación de las fórmulas que en él se emplearán. Seguidamente se ilustra con ejemplos procedentes de clases y exámenes, la aplicación de las expresiones y finalmente para reforzar el proceso de aprendizaje, se da una selección de problemas propuestos. En el apéndice aparece una lista de la nomenclatura empleada a lo largo del texto que corresponde a la utilizada actualmente por los diferentes autores e investigadores de la especialidad.

Los autores desean agradecer al alumno, hoy ingeniero, Paúl A. Rodríguez C. la dedicación y esfuerzo con que realizó el difícil y delicado trabajo de la transcripción electrónica del texto. Nuestro testimonio de reconocimiento para el Dr. Manuel Cristancho, Coordinador del Consejo de Estudios de Postgrado de la ULA, por el interés puesto para la publicación del presente texto. Finalmente un agradecimiento para nuestras familias por su comprensión y por las horas de vida familiar que sacrificaron para que pudiéramos terminar esta obra.

# CAPITULO 1. GENERALIDADES

## FORMULAS EMPLEADAS

Potencia efectiva $\dot{W}_e = M_e \frac{\pi\, n}{30}$

$$\dot{W}_e = pme(iV_D)\frac{n}{30j}$$

Eficiencia efectiva $\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_c\, H_i}$

Eficiencia mecánica $\eta_m = \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_i}$

Relación combustible-aire $\frac{F}{A} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}$

Relación combustible-aire relativa $\phi = (F/A)/(F/A)_e$

Relación de compresión $r_c = \frac{V_1}{V_2}$

Densidad del aire $\rho_o = \frac{p_o}{R\, T_o}$

Volumen desplazado $V_D = \frac{\pi\, D_p^2}{4} c$

$$V_D = (V_1 - V_2)$$

Consumo volumétrico del aire $\dot{V}_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_o}$, $\dot{V}_a = V_a \frac{n}{30\, j}$

Consumo volumétrico del combustible $\dot{V}_c = V_c \frac{n}{30\, j}$

Masa de combustible $m_c = \rho_c V_c$

Consumo volumétrico de la mezcla $\dot{V}_m = \dot{V}_c + \dot{V}_a$

Consumo específico de combustible $g_i = \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_i}$, $g_e = \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_e}$

Velocidad media del pistón $u = \frac{c\, n}{30}$

## PROBLEMAS RESUELTOS

**PROBLEMA N° 1:**
Un motor encendido por chispa (MECH) de admisión normal quema 0.07 kg de gasolina con cada kg de aire que entra al cilindro.
Se pide:

a) ¿Que consumo de aire hará que el motor produzca una potencia de 75 kW, si su eficiencia efectiva es 0.25?
b) ¿Con qué consumo volumétrico de aire se produce esta potencia?
c) Si la densidad de la gasolina evaporada es cuatro veces la del aire, hallar el consumo volumétrico de mezcla del motor.

DATOS:

- MECH de A.N.
- Relación combustible-aire $F/A = 0.07$
- Potencia del motor $\dot{W}_e = 75\,\text{kW}$
- Eficiencia al freno $\eta_e = 0.25$
- Densidad del vapor de gasolina $\rho_c = 4\rho_a$

SOLUCION:

a) Cálculo de la cantidad de aire admitida por el motor:
La eficiencia al freno está dada por:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_c\ H_i} \quad \text{y conociendo que} \quad \frac{F}{A} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} \quad \text{y } H_i = 44 \times 10^6\ \frac{J}{kg_{comb}}$$

entonces la eficiencia queda como:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\frac{F}{A}\,\dot{m}_a\ H_i} \quad \text{despejando} \quad \dot{m}_a = \frac{\dot{W}_e}{\frac{F}{A}\,\eta_e\ H_i}$$

$$\dot{m}_a = \frac{75 \times 10^3}{0.07 \times 0.25 \times 44 \times 10^6} \qquad \dot{m}_a = 0.10\ \frac{kg}{s}$$

b) Cálculo del consumo volumétrico del aire:
La densidad del aire admitido es:

$$\rho_o = \frac{p_o}{R\ T_o} = \frac{0.1 \times 10^6}{0.287 \times 10^3 \times 298} = 1.17\ \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_o} = \frac{0.10}{1.17}, \quad \text{por lo tanto:} \qquad \dot{V}_a = 0.08\,\frac{m^3}{s} \blacktriangleleft$$

c) Cálculo del consumo volumétrico de mezcla:

Como $\dot{m}_c = \frac{F}{A}\,\dot{m}_a = \frac{F}{A}\,\dot{V}_a\,\rho_0$

entonces $\dot{V}_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c} = \frac{(F/A)\,\dot{V}_a\,\rho_0}{\rho_c} = \frac{(F/A)\,\dot{V}_a}{4}$

y el consumo volumétrico de mezcla es:

$$\dot{V}_m = \dot{V}_c + \dot{V}_a = \frac{\frac{F}{A}\,\dot{V}_a}{4} + \dot{V}_a = \dot{V}_a\left(\frac{\frac{F}{A}}{4} + 1\right) = 0.08 \times \left(\frac{0.07}{4} + 1\right)$$

$$\dot{V}_m = 0.08\,\frac{m^3}{s} \blacktriangleleft$$

**PROBLEMA N° 2:**

Un MECH de aviación tiene una cilindrada igual a 71500 $cm^3$ y produce 1850 kW de potencia cuando trabaja a 2.000 rpm, si su eficiencia al freno es 0.3 y usa mezcla con $\phi = 1.0$

Se pide:

a) Consumo másico de combustible y de aire.
b) Consumo específico de combustible.
c) Par que produce el motor.

DATOS:

- MECH de aviación
- Cilindrada $iV_D = 71500\ cm^3$
- Revoluciones $n = 2000$ rpm
- Potencia $\dot{W}_e = 1850$ kW
- Eficiencia al freno $\eta_e = 0.3$
- Riqueza $\phi = 1.0$

SOLUCION:

a) Cálculo del flujo másico de combustible:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{W}_e}{\eta_e\, H_i} = \frac{1850\times10^3}{0.3\times44\times10^6} \qquad \dot{m}_c = 0.14\frac{kg}{s}$$

Cálculo de $\dot{m}_a$ :

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_c}{(F/A)} = \frac{\dot{m}_c}{\phi\,(F/A)_e}$$

conociendo que para la gasolina $F_e = 0.067$ ,

entonces el consumo másico de aire quedará:

$$\dot{m}_a = \frac{0.14}{1\times0.067} \qquad \dot{m}_a = 2.09\frac{kg}{s} \blacktriangleleft$$

b) Cálculo del consumo específico de combustible

$$g_e = \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_e} = \frac{0.14}{1850\times10^3} = 7.57\times10^{-8}\ \frac{kg}{W\cdot s}\times\frac{10^3\,g}{kg}\times\frac{3600\,s}{h}\times\frac{10^3\,W}{kW}$$

$$g_e = 272.43\,\frac{g}{kW\cdot h} \blacktriangleleft$$

c) Cálculo del Par producido por el motor

La potencia viene dada por la expresión:

$$\dot{W}_e = M_e\,\frac{\pi\,n}{30}\,, \qquad \text{despejando } M_e\text{, se obtiene:}$$

$$M_e = \dot{W}_e\,\frac{30}{\pi\,n} = \frac{1850\times10^3\times30}{3.14\times2000} \qquad M_e = 8833.10\ N\cdot m \blacktriangleleft$$

**PROBLEMA N° 3:**

Un M.E.CH de 4 cilindros y 4T consume 30 l/h de gasolina cuando trabaja a 6000 rpm. Calcular el volumen (en $cm^3$) de gasolina líquida de densidad 0.7 kg/l que consume cada cilindro durante un ciclo.

DATOS:

- MECH
- N° Cilindros $i = 4$
- Tiempos del motor $j = 4$
- Consumo de combustible $\dot{m}_c = 30\,l/h$

- Velocidad del motor $n = 6000\ \text{rpm}$
- Densidad de la gasolina $\rho_c = 0.7\ \text{kg/l}$

SOLUCION:

El consumo volumétrico de gasolina del motor es:

$$\dot{V}_c = V_c \frac{n}{30\ j}$$

El volumen de gasolina consumido por el motor en un ciclo es:

$$V_c = \dot{V}_c \frac{30\ j}{n} = \frac{30 \times 30 \times 4}{6000} \frac{l}{h} \times \frac{s}{ciclo} \times 10^3 \frac{cm^3}{l} \times \frac{h}{3600\ s} = 0.17 \frac{cm^3}{ciclo}$$

El consumo de gasolina por ciclo y cilindro es:

$$V_{cc} = \frac{V_c}{i} = \frac{0.17}{4} \qquad V_{cc} = 0.04 \frac{cm^3}{ciclo \cdot cilindro}$$

**PROBLEMA N° 4:**

Un MECH de 6 cilindros y 4T trabaja a 4000 rpm con una eficiencia al freno 0.25 y usa mezcla de riqueza 0.85. Si consume 42.5 l/h de gasolina de densidad 0.68 kg/l, (la densidad del aire dentro del cilindro es de 0.9 kg/m$^3$ y el diámetro del cilindro es de 100 mm), calcular:

a) La carrera del pistón
b) La potencia que produce el motor
c) El par que produce el motor
d) La velocidad media del pistón

DATOS

- MECH
- N° Cilindros $i = 6$
- Tiempos del motor $j = 4$
- Velocidad del motor $n = 4000\ \text{rpm}$
- Eficiencia al freno $\eta_e = 0.25$
- Riqueza de la mezcla $\phi = 0.85$
- Consumo de combustible $\dot{V}_c = 42.5\ \text{l/h}$
- Densidad de la gasolina $\rho_c = 0.68\ \text{kg/l}$
- Densidad del aire $\rho_a = 0.9\ \text{kg/m}^3$
- Diámetro del cilindro $D_p = 100\ \text{mm}$

SOLUCION:

a) Para el cálculo de la carrera del pistón se tiene:

Consumo másico de combustible:

$$\dot{m}_c = \dot{V}_c\ \rho_c = 42.5 \times 0.68 = 28.9\ \frac{kg}{h} \times \frac{h}{3600\,s} = 8.08 \times 10^{-3}\ \frac{kg}{s}$$

Consumo másico de aire del motor:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_c}{(F/A)} = \frac{\dot{m}_c}{\phi\,(F/A)_e} = \frac{8.08 \times 10^{-3}}{0.85 \times 0.067} = 0.14\ \frac{kg}{s}$$

Consumo volumétrico de aire del motor:

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} = \frac{0.14}{0.9} = 0.16\ \frac{m^3}{s}$$

Volumen de aire dentro de los cilindros:

$$V_a = \dot{V}_a\ \frac{30\,j}{n} = \frac{0.16 \times 30 \times 4}{4000}\ m^3 \times \frac{10^6\,cm^3}{m^3} = 4800\,cm^3$$

$V_a = i\ V_D$ , por lo tanto el volumen desplazado es:

$$V_D = \frac{V_a}{i} = \frac{4800}{6} = 800\ \frac{cm^3}{cil}$$

Puesto que:

$$V_D = \frac{\pi\ D_p{}^2}{4} \times c$$

La carrera del pistón es:

$$c = \frac{4\ V_D}{\pi\ D_p{}^2} = \frac{4 \times 800}{3.14 \times 10^2} \qquad c = 10.19\ cm \ \blacktriangleleft$$

b) Cálculo de la potencia del motor

A partir de la expresión:

$\eta_e = \dfrac{\dot{W}_e}{\dot{m}_c\ H_i}$ , se tiene:

$$\dot{W}_e = \dot{m}_c\ H_i\ \eta_e = 8.08 \times 10^{-3} \times 44 \times 10^6 \times 0.25 \qquad \dot{W}_e = 88.3\,kW \ \blacktriangleleft$$

c) Cálculo del par que produce el motor:

De la expresión:

$\dot{W}_e = M_e\ \dfrac{\pi\ n}{30}$ , de donde:

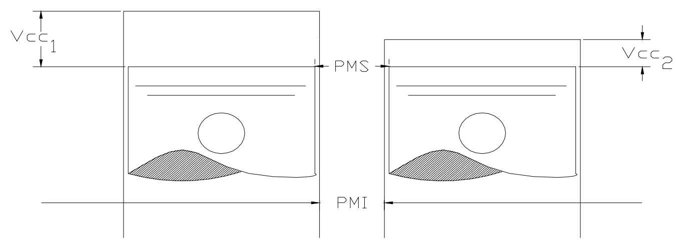
$$M_e = \dot{W}_e \frac{30}{\pi\, n} = \frac{88.3\times 10^3 \times 30}{3.41\times 4000} \qquad M_e = 210.81\ \mathrm{N\cdot m}$$

d) Cálculo de la velocidad media del pistón

$$u = \frac{c\, n}{30} = \frac{0.1\times 4000}{30} \qquad u = 13.3\ \frac{m}{s}$$

**PROBLEMA N° 5:**

Un motor de 6 cilindros y 4000 $cm^3$ de cilindrada tiene una relación de compresión igual a 8. Se le sustituye la culata por otra de igual forma, que disminuye el espacio muerto y eleva su relación de compresión a 10.




Se pide:

a) Cual será el volumen de la nueva cámara de combustión del motor
b) En cuanto se redujo la cámara de combustión del motor

DATOS:

- Nº Cilindros $i = 6$
- Cilindrada $i\, V_D = 4000 cm^3$
- Relación de Compresión inicial $r_{c_1} = 8$
- Relación de Compresión final $r_{c_2} = 10$

a) Cálculo del nuevo volumen de la cámara de combustión del motor:

$$V_{D_2} = (V_1 - V_2)_2 = V_{2_2}\left[\left(\frac{V_1}{V_2}\right)_2 - 1\right] = V_{2_2}\left(r_{c_2} - 1\right)$$

$$V_{2_2} = \frac{V_D}{r_{c_2} - 1} = \frac{4000/6}{9} \qquad V_{2_2} = 74.07\ cm^3 ◄$$

b) Reducción de la cámara

$$V_{2_1} = \frac{V_D}{r_{c_1} - 1} = \frac{4000/6}{7} = 95.23 cm^3$$

$$\Delta V_2 = V_{2_1} - V_{2_2} = 95.23 - 74.07 \qquad \Delta V_2 = 21.16\ cm^3 ◄$$

**PROBLEMA N° 6:**

Un motor de cuatro tiempos y cuatro cilindros, con una cilindrada de 1.5 l, desarrolla una potencia de 45 kW a 4500 rpm. Al aumentar su tamaño, en igualdad de revoluciones y presión media efectiva su potencia producida se incrementa a 50 kW.

CALCULAR:

a) Presión media efectiva del motor sin modificar.
b) Tamaño del motor modificado
c) Incremento porcentual de potencia

DATOS:

- Tiempos del motor $j = 4$
- Cilindrada $i\ V_D = 1.5\ l$
- Potencia inicial $\dot{W}_e = 45\ kW$
- Revoluciones del motor $n = 4500\ rpm$

SOLUCION:

a) Cálculo de la presión media efectiva del motor sin modificar

De la expresión:

$$\dot{W}_e = pme \times i \times V_D \times \frac{n}{30\,j}$$

Se despeja el valor de la pme

$$pme = \frac{\dot{W}_e\ 30\ j}{i\ V_D\ n} = \frac{45 \times 30 \times 4}{1.5 \times 10^{-3} \times 4500} \qquad pme = 800\ kPa ◄$$

b) Cálculo del tamaño del motor modificado

$$i\,V_D = \frac{30\ j\ \dot{W}_e}{pme \times n} = \frac{30 \times 4 \times 50}{800 \times 4500} \qquad i\,V_D = 1.67 \times 10^{-3}\ m^3; (1.67l) \blacktriangleleft$$

c) Calculo del incremento porcentual de potencia

$$\Delta \dot{W}_e = \frac{50 - 45}{45} \times 100 \qquad \Delta \dot{W}_e = 11.11\% \blacktriangleleft$$

**PROBLEMA N° 7:**

En un banco de pruebas se ensaya un motor a 3.000 rpm, observándose una fuerza resistente de 140 N con un brazo de palanca de 0.955 m. Calcule la potencia producida en los cilindros del motor si se sabe que su eficiencia mecánica a las rpm señaladas es 85%.

DATOS:

- Revoluciones del motor $n = 3000$ rpm
- Fuerza resistente $F = 140$ N
- Brazo de palanca $b = 0.955$ m
- Eficiencia mecánica $\eta_m = 85\ \%$

SOLUCION:

Cálculo de $M_e$:

$$M_e = F \times b = 140 \times 0.955 \qquad M_e = 133.7 N \cdot m$$

Cálculo de la potencia efectiva:

$$\dot{W}_e = M_e\ \frac{\pi\ n}{30} = \frac{133.7 \times \pi \times 3000}{30 \times 1000} \qquad \dot{W}_e = 42.0\ kW$$

Cálculo de la potencia producida en los cilindros del motor:

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_i}$$

Por lo tanto:

$$\dot{W}_i = \frac{\dot{W}_e}{\eta_m} = \frac{42.0}{0.85} \qquad \dot{W}_i = 49.4\ kW \blacktriangleleft$$

**PROBLEMA N° 8:**
En un banco de pruebas, un motor diesel desarrolla una potencia de 90 kW y en 28.5 segundos consume el combustible contenido en un volumen de $200\ \text{cm}^3$. La densidad del combustible es de 0.82 g/cm$^3$.
Determinar:

a) Consumo de combustible por hora $\left(\text{cm}^3/\text{h}\right)$
b) Consumo específico de combustible $\left(\text{g}/\text{kW}\cdot\text{h}\right)$

DATOS:

- Potencia $\dot{W}_e = 90\text{kW}$
- Tiempo $t = 28.5\ \text{s}$
- Volumen consumido $V = 200\ \text{cm}^3$
- Densidad combustible $\rho = 0.82\ \text{g}/\text{cm}^3$

SOLUCION:

a) Por definición se conoce que:

$\rho = \frac{m}{V} = \frac{\dot{m}}{\dot{V}}$; por lo tanto

Cálculo del consumo por hora:

$$\dot{V} = \frac{V}{t} = \frac{200}{28.5/3600} \qquad \dot{V} = 25263.15\ \frac{\text{cm}^3}{\text{h}};\left(25.26\ \frac{\text{l}}{\text{h}}\right) \blacktriangleleft$$

b) Cálculo del consumo específico.

De la definición anterior se tiene:

$$\dot{m}_c = \rho_c \dot{V}_c = 0.82 \times 25263.15 \qquad \dot{m}_c = 20715.8\ \frac{\text{g}}{\text{h}}$$

$$g_c = \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_e} = \frac{20715.8}{90} \qquad g_c = 230.2\left[\frac{\text{g}}{\text{kW}\cdot\text{h}}\right] \blacktriangleleft$$

**PROBLEMA N° 9:**
Que cantidad de calor contiene un depósito de gasoil de 42.5 kg de capacidad. El poder calorífico inferior del combustible Diesel es de 42000 kJ/kg.
DATOS:

- Cantidad de combustible $m_c = 42.5\ \text{kg}$
- Poder calorífico inferior $H_i = 42000\ \text{kJ}/\text{kg}$

SOLUCION:
Cálculo de la cantidad de calor.

Usando la definición de calor se obtiene:

$$Q_c = m_c \times H_i = 42.5 \times 42000 \qquad Q_c = 1785000 \text{ kJ} = 1785 \text{ MJ} \blacktriangleleft$$

**PROBLEMA N° 10:**
Un motor de encendido por compresión (MEC) trabaja a 800 rpm consume 0.115 kg de combustible en 4 minutos y desarrolla un par de $76 \text{ N}\cdot\text{m}$.

Determinar:

a) Consumo específico de combustible de este motor
b) Energía contenida en el combustible $\left(H_i = 42.5 \text{ MJ/kg}\right)$

DATOS:

- MEC
- Velocidad del motor $n = 800 \text{ rpm}$
- Cantidad de combustible $m_c = 0.115 \text{ kg}$
- Tiempo usado $t = 4 \text{ min}$
- Par desarrollado $M_e = 76 \text{ N}\cdot\text{m}$

a) Para el cálculo del consumo específico de combustible es necesario conocer tanto $\dot{W}_e$ como $\dot{m}_c$, por lo tanto:

$$g_c = \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_e}$$

Cálculo de $\dot{W}_e$:

$$\dot{W}_e = \frac{M_e \times \pi \times n}{30} = \frac{76 \times \pi \times 800}{30 \times 1000} \qquad \dot{W}_e = 6.37\text{kW}$$

Cálculo de $\dot{m}_c$:

$$\dot{m}_c = \frac{m_c}{t} = \frac{0.115}{4 \times 60} \qquad \dot{m}_c = 4.792 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Cálculo del consumo específico de combustible:

$$g_c = \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_e} = \frac{4.792 \times 10^{-4}}{6.37} \qquad g_c = 7.52 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{kW}\cdot\text{s}} = 270.8 \frac{\text{g}}{\text{kW}\cdot\text{h}} \blacktriangleleft$$

b) Cálculo de la Energía contenida en el combustible:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \, H_i = 4.792 \times 10^{-4} \times 42500 \qquad \dot{Q} = 20.4\text{kW} \blacktriangleleft$$

## PROBLEMAS PROPUESTOS

**PROBLEMA N° 1:**
Un motor de combustión interna tiene las siguientes características: diámetro 80 mm, carrera 82 mm, 6 cilindros y 46.8 $cm^3$ de volumen desplazado.
Calcular:

a) Cilindrada del motor $(i \cdot V_D)$
b) Relación de compresión $(r_c)$

**PROBLEMA N° 2:**
Una oruga niveladora produce una potencia de 44 kW cuando una fuerza de 9000 N se opone a un movimiento. Calcular a que velocidad se mueve la oruga niveladora bajo estas condiciones.

**PROBLEMA N° 3:**
Un motor de gasolina de dos cilindros desarrolla una potencia efectiva de $35\ \text{kW}$ a 6000 rpm. Si su par máximo es de $84\ \text{N} \cdot \text{m}$ a 2000 rpm, calcular:

a) Par efectivo a 6000 rpm
b) Potencia efectiva correspondiente al par máximo.

**PROBLEMA N° 4:**
Un motor Diesel de 4T, 4 cilindros desarrolla 45 kW a 2500 rpm. Por cada ciclo de trabajo se le inyectan 48 $mm^3$ de un combustible cuya densidad es 0.85 $g/cm^3$.
Calcular:

a) El consumo específico de combustible $\left[\dfrac{g}{kW \cdot h}\right]$
b) Potencia que produce el motor con la misma cantidad inyectada y el mismo $g_c$, pero usando un combustible más ligero, cuya densidad es 0.81 $g/cm^3$.

**PROBLEMA N° 5:**
Determinar la potencia indicada y el gasto de combustible en un motor de carburador de 8 cilindros, si la pme es de $6.56 \text{x} 10^5$ Pa, el Dp es de 0.12m, la carrera es de 0.1m, la velocidad del eje es 70 rps, el rendimiento mecánico es de 82%, y el consumo específico indicado es de 0.265 Kg/(kW.h)

**PROBLEMA N° 6:**
Un MEC de 4T desarrolla 8.95 kW a 8000 rpm con un consumo específico de combustible de $304.18\left[g/kW\cdot h\right]$. El motor tiene una cilindrada de 2458.1 $cm^3$. Compare los consumos específicos con respecto al problema resuelto N° 10 y diga cual de los dos motores trabaja con mayor eficiencia. Los dos motores tienen igual tamaño y producen el mismo par efectivo.

**PROBLEMA N° 7:**
Determinar la potencia indicada y la potencia efectiva de un MECH de 8 cilindros y 4T si la $pm_i = 750\ kPa$, $D_p = 0.1m, c = 0.095m, n = 3000rpm$ $n = 3000\ rpm$ y $\eta_m = 80\ \%$.

**PROBLEMA N° 8:**
Determinar el diámetro del cilindro y la carrera del pistón de un MEC de 4 cilindros y 4 tiempos, si $\dot{W}_e = 80\ kW$, $pme = 600\ kPa$, $n = 1800\ rpm$ y $u = 9.6\ m/s$.

**PROBLEMA N° 9:**
Determinar la velocidad media del pistón y la relación de compresión de un motor de carburador de 4 cilindros y 4 tiempos, si $\dot{W}_e = 51.5\ kW$, $pme = 645\ kPa$, $n = 4000\ rpm$, $c = 0.092\ m$ y $V_2 = 1.0\times10^{-4}\ m^3$.

**PROBLEMA N° 10:**
Determine la frecuencia de rotación del cigüeñal y el gasto específico efectivo de combustible de un MEC de 4 cilindros y 4T si $\dot{W}_e = 109\ kW$, $pme = 560\ kPa$, $r_c = 16$, $V_2 = 2.5\times10^{-4}\ m^3$, y $\dot{m}_c = 6.5\times10^{-3}\ kg/s$.

**PROBLEMA N° 11:**
Usted está diseñando un motor Diesel de 4T para que desarrolle una potencia de 300 kW bajo condiciones de admisión normal y a máxima velocidad. Suponiendo valores usuales de presión media efectiva y máxima velocidad media de pistón estime el tamaño del motor, diámetro del pistón, carrera y número de cilindros. Cuál es la máxima velocidad (rpm), de su motor. Cuál será el torque efectivo (Nm) y el consumo de combustible (g/h) a esta velocidad. Considere una velocidad media del pistón típica de 12 m/s.

# CAPITULO 2. CICLOS IDEALES

## FORMULAS EMPLEADAS

Relaciones isentrópicas $pV^k = c,\ TV^{k-1} = c,\ Tp^{k/k-1} = c$

Relación de gases $pV = mRT,\ \rho = \dfrac{p}{RT}$

Volumen desplazado $V_D = \dfrac{\pi D^2}{4} c$

Rel. de suministro de calor a v = c $r_v = \dfrac{T_3'}{T_2}$

Rel. de suministro de calor a p = c $r_p = \dfrac{T_3}{T_3'}$

Relación de compresión $r_C = \dfrac{v_1}{v_2} = \dfrac{V_1}{V_2}$

Rendimiento térmico del ciclo $\eta = \dfrac{W_{1-2}}{Q_1} = 1 - \dfrac{Q_2}{Q_1}$

Presión media del ciclo $pmi = \dfrac{W}{V_D}$

Rendimiento ciclo Dual $\eta_i = 1 - \dfrac{1}{r_c^{\,k-1}} \dfrac{r_v\, r_p^{\,k} - 1}{r_v - 1 + k\, r_v \left(r_p - 1\right)}$

Presión media ciclo Dual $pmi = \dfrac{p_1}{k-1} \dfrac{r_c^{\,k}}{r_c - 1} \left[r_v - 1 + k\, r_v \left(r_p - 1\right)\right] \eta_i$

Rendimiento ciclo Otto $\eta_i = 1 - \dfrac{1}{r_c^{\,k-1}}$

Presión media ciclo Otto $pmi = \dfrac{p_1}{k-1} \dfrac{r_c^{\,k}}{r_c - 1} \left[r_v - 1\right] \eta_i$

Rendimiento ciclo Diesel $\eta_i = 1 - \dfrac{1}{r_c^{\,k-1}} \dfrac{r_p^{\,k} - 1}{k \left(r_p - 1\right)}$

Presión media ciclo Diesel $pmi = \dfrac{p_1}{k-1} \dfrac{r_c^{\,k}}{r_c - 1} \left[k \left(r_p - 1\right)\right] \eta_i$

Flujo másico de aire $\dot{m} = \rho V_D \dfrac{n}{30\ j} = m \dfrac{n}{30\ j}$

Potencia indicada $\dot{W} = pmi(iV_D) \dfrac{n}{30\ j}$

**PROBLEMAS RESUELTOS**

**PROBLEMA Nº 1:**
Hallar la eficiencia indicada y la presión media indicada de un motor de admisión normal, que sigue un ciclo ideal con suministro mixto de calor, si su relación de compresión es 7, la relación de suministro de calor a volumen constante es 2 y la cantidad total de calor suministrado es de 2.135 MJ/kg.

DATOS:

- Relación de compresión $r_c = 7$
- Relación de suministro de calor a v = c $r_v = 2$
- Calor total suministrado $q = 2135 MJ/kg$

SOLUCION:

Para el cálculo de la eficiencia indicada es necesario conocer $r_p$, por lo tanto de la expresión del calor suministrado se tiene:

$$q_1 = C_v\ T_1\ r_c^{k-1}\left[r_v - 1 + k\ r_v\left(r_p - 1\right)\right]$$

Despejando $r_p$ obtenemos:

$$r_p = \frac{\dfrac{q_1}{C_v T_1 \cdot r_c^{k-1}} - \left(r_v - 1\right)}{k \cdot r_v} + 1 = \frac{\left(\dfrac{2.135\times 10^3}{0.71\times 298\times 7^{0.4}}\right) - \left(2-1\right)}{1.4\times 2} + 1\ ,\ r_p = 2.3$$

Cálculo de la eficiencia indicada:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}}\ \frac{r_v\ r_p^{k} - 1}{r_v - 1 + k\ r_v\left(r_p - 1\right)} = 1 - \frac{1}{7^{0.4}} \times \frac{2\times 2.3^{1.4} - 1}{\left(2-1\right) + 1.4\times 2\left(1.3\right)}$$

$$\eta_i = 0.464\ \left(46.4\ \%\right)$$

Cálculo de la presión media indicada:

$$pmi = \frac{p_1}{k-1}\ \frac{r_c^{k}}{r_c - 1}\left[r_v - 1 + k\ r_v\left(r_p - 1\right)\right]\eta_i$$

$$pmi = \frac{0.1}{0.4}\ \frac{7^{1.4}}{6}\left[1 + 1.4\times 2\times 1.3\right]\times 0.464 \qquad pmi = 1.4 MPa$$

**PROBLEMA Nº 2:**
Un motor de relación de compresión 14 trabaja siguiendo un ciclo Dual. Las condiciones al principio de la compresión son: 27ºC y 96kPa. El calor total suministrado es 1.48 MJ/kg, del cual el 25% se suministra a volumen constante y el resto a presión constante. Usando estos datos determine la eficiencia indicada y la pmi del motor.

DATOS:

Ciclo Dual

- Relación de compresión $r_c = 14$
- Condiciones al inicio $\begin{cases} T_1 = 27\ ^\circ C \\ p_1 = 96\ kPa \end{cases}$
- Calor suministrado $q_1 = 1.48\ MJ/kg$
- Calor suministrado a v = c $q_{1v} = 0.25\ q_1$
- Calor suministrado d p = c $q_{1p} = 0.75\ q_1$

SOLUCION:

Los parámetros del ciclo son:

$$T_2 = T_1\ r_c^{\ k-1} = 300(1.4)^{1.4-1} = 862.13\ K$$

$$q_{1v} = 0.25\ q_1 = 0.25 \times 1.48 = 0.37\ MJ/kg$$

$$q_{1p} = 0.75\ q_1 = 1.11\ MJ/kg$$

Conociendo la expresión:

$$q_{1v} = C_v\ (T_3' - T_2),\ \text{se despeja}\ T_3' = \frac{q_{1v}}{C_v} + T_2$$

Cálculo de $T_3'$:

$$T_3' = \frac{0.37 \times 10^3}{0.714} + 862.13 = 1380.34\ K$$

De la expresión:

$$q_{1p} = C_p\ (T_3 - T_3'),\ \text{se despeja}\ T_3 = \frac{q_{1p}}{C_p} + T_3'$$

Cálculo de $T_3$:

$$T_3 = \frac{1110}{1} + 1380.34 = 2490.34\ K$$

Cálculo de las relaciones de suministro de calor:

$$r_p = \frac{T_3}{T_3'} = \frac{2490.34}{1380.34} = 1.8$$

$$r_v = \frac{T_3'}{T_2} = \frac{1380.34}{862.13} = 1.60$$

Cálculo de la Eficiencia indicada:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{r_c^{\ k-1}} \times \frac{r_v\ r_p - 1}{[(r_v - 1) + k\ r_v\ (r_p - 1)]}$$

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{(14)^{0.4}} \times \frac{1.6 \times 1.8^{1.4} - 1}{[(1.60 - 1) + 1.4 \times 1.60(1.8 - 1)]} \qquad \eta_i = 0.62\ (62.0\ \%)$$

Cálculo de la presión media indicada:

$$pmi = \frac{P_1}{k-1}\frac{r_c^{\,k}}{r_c-1}\left[(r_v-1)+k\,r_v\left(r_p-1\right)\right]\eta_i$$

$$pmi = \frac{96}{1.4-1}\times\frac{14^{1.4}}{14-1}\times\left[(1.6-1)+1.4\times1.6(1.8-1)\right]\times0.62$$

$$pmi = 1101.54\ \text{kPa}$$

**PROBLEMA Nº 3:**

Un motor de 4T, 1500 cm$^3$ de cilindrada, relación de compresión 18 y admisión normal, trabaja según un ciclo Diesel. Si el motor produce 75kW cuando funciona a 5000 rpm, calcular su eficiencia indicada.

DATOS:

- Motor de admisión normal
- Tiempos del motor $j = 4$
- Cilindrada $iV_D = 1500\ \text{cm}^3$
- Relación de compresión $r_c = 18$
- Potencia $\dot{W} = 75\ \text{kW}$
- Revoluciones del motor $n = 5000\ \text{rpm}$

SOLUCION:

La presión media indicada del ciclo por definición es:

$$pmi = \frac{\dot{W}}{\dot{V}_t} = \frac{\dot{W}\,30\,j}{i\,V_d\,n} = \frac{75\times30\times4}{1500\times10^{-6}\times5000} = 1200\ \text{kPa}$$

Otra forma de representar la pmi es la siguiente:

$$pmi = \frac{p_1}{k-1}\frac{r_c^{\,k}}{r_c-1}\,k\left(r_p-1\right)\eta_i = 1200\ \text{kPa}$$

Como $p_1 = 100\ \text{kPa}$ por ser de admisión normal, se reemplazan los valores y se obtiene:

$$\frac{100}{0.4}\frac{18^{1.4}}{17}1.4\left(r_p-1\right)\eta_i = 1200$$

$$\left(r_p-1\right)\eta_i = 1.019 \qquad (1)$$

Ahora bien, la eficiencia indicada viene dada por:

$$\eta_i = 1-\frac{1}{r_c^{\,k-1}}\frac{r_p^{\,k}-1}{k\left(r_p-1\right)} = 1-\frac{1}{18^{0.4}}\frac{\left(r_p^{\,k}-1\right)}{1.4\times\left(r_p-1\right)}$$

$$\eta_i = 1 - 0.225\,\frac{r_p{}^k - 1}{r_p - 1} \qquad (2)$$

Reemplazando el valor obtenido en la ecuación (1) se tiene:

$$(r_p - 1)\left[1 - 0.225 \times \frac{(r_p{}^k - 1)}{r_p - 1}\right] = 1.0919$$

$$r_p - 1 - 0.225\,(r_p{}^k - 1) = 1.0919$$

$$\underbrace{r_p - 0.225 \times r_p^k}_{A} = 1.794 \qquad (3)$$

Llamando A al miembro derecho de la ecuación, por ensayo y error (iterando) se obtiene:

$$\text{Para}\quad \begin{cases} r_p = 2 & A = 1.406 \\ r_p = 3 & A = 1.952 \\ r_p = 2.5 & A = 1.688 \\ r_p = 2.75 & A = 1.822 \\ r_p = 2.7 & A = 1.796 \end{cases}$$

Luego la relación $r_p$ que satisface la ecuación (3) vale 2.7. Reemplazando este valor en la ecuación (2) se tiene:

$$\eta_i = 1 - \frac{0.225 \times (2.7^{1.4} - 1)}{1.7} \qquad \eta_i = 0.6\,(60.0\,\%)$$

**PROBLEMA Nº 4:**

Un motor de gasolina, de 4T, 1000 cm$^3$ de cilindrada y $r_c = 5.5$ produce una potencia de 50 kW a 4000 rpm. Al cepillar la culata la relación de compresión aumenta a 7.0 y su régimen de funcionamiento pasa a 4600 rpm. Calcular el incremento de eficiencia, la potencia y la pmi que se obtiene con la mejora suponiendo que el calor suministrado no cambia.

DATOS:

- Tiempos del motor $j = 4$
- Cilindrada $i\,V_D = 1000\,cm^3$
- Relación de compresión $r_{c_0} = 5.5$
- Potencia $\dot{W} = 50\,kW$
- Revoluciones del motor $n_0 = 4000$ rpm

- Nueva Relación de compresión $r_{c_1} = 7$
- Nuevas Revoluciones del motor $n_1 = 4600$ rpm

La eficiencia indicada del motor original (subíndice 0) es:

$$\eta_{i_0} = 1 - \frac{1}{5.5^{0.4}} = 0.4943$$

La potencia del motor es:

$$\dot{W}_0 = W_0 \frac{n_0}{30\ j} = W_0 \times \frac{4000}{30 \times 4}$$

Despejando $W_0$ se obtiene:

$$W_0 = \dot{W}_0 \frac{30\ j}{n_0} = \frac{50 \times 30 \times 4}{4000} = 1.5\ \text{kJ}$$

Cálculo de $Q_1$:

$$\eta_{i_0} = \frac{W_0}{Q_1} \quad \text{despejando} \quad Q_1 = \frac{W}{\eta_{i_0}}$$

$$Q_1 = \frac{1.5}{0.4943} = 3.03$$

La pmi del motor original es:

$$pmi_0 = \frac{W_0}{V_D} = \frac{1.5\ \text{kJ}}{1000\ \text{cm}^3} \times \frac{10^6\,\text{cm}^3}{\text{m}^3}\ \frac{\text{N m}}{\text{J}} = 1.5\ \text{MPa}$$

Cálculo de la eficiencia del motor mejorado (subíndice 1):

$$\eta_{i_1} = 1 - \frac{1}{7^{0.4}} = 0.5408$$

Cálculo del incremento de la eficiencia:

$$\Delta\eta_i = \eta_{i_1} - \eta_i = 0.5408 - 0.4943 = 0.0465 \qquad \Delta\eta_i = 4.7\% \blacktriangleleft$$

Puesto que el calor suministrado no cambia:

$$W_1 = Q_1 \eta_{i_1} = 3.03 \times 0.5408 = 1.64\ \text{kJ}$$

Cálculo de la potencia del motor mejorado:

$$\dot{W}_1 = W_1 \frac{n}{30\ j} = \frac{1.64 \times 4600}{30 \times 4} \qquad \dot{W}_1 = 62.9\ \text{kW} \blacktriangleleft$$

Cálculo de la presión media indicada:

$$pmi_1 = \frac{W_1}{V_D} = \frac{1.64}{1 \times 10^3} \qquad pmi = 1.64\ \text{MPa} \blacktriangleleft$$

**PROBLEMA Nº 5:**

El ciclo Lenoir consta de los siguientes procesos:

$1 \rightarrow 2$ Suministro de calor a volumen constante.

$2 \rightarrow 3$ Expansión isoentrópica

$3 \rightarrow 4$ Cesión de calor a presión constante.

Se pide:

a) Dibujar el ciclo en los planos p-v y T-s.

b) Demostrar que la eficiencia indicada del ciclo es:

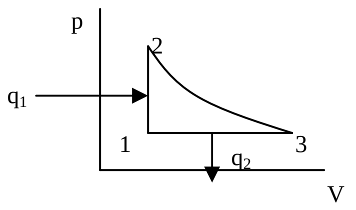
$$\eta_i = 1 - k \, \frac{T_3 - T_2}{T_2 - T_1}$$

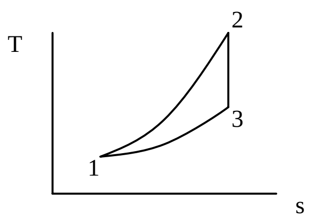
c) Demostrar que la pmi del ciclo vale:

$$pmi = \frac{C_v \, k \, p_1 \, \eta_i}{R \left(1 - \eta_i\right)}$$

SOLUCION

a)




b) Los calores suministrados y cedidos están dados:

$$Q_1 = mC_v\left(T_2 - T_1\right)$$

$$Q_2 = mC_p\left(T_3 - T_1\right)$$

Puesto que la eficiencia indicada es:

$$\eta_i = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

Reemplazando y efectuando se tiene:

$$\eta_i = 1 - \frac{m\,C_p\,\left(T_3 - T_1\right)}{m\,C_v\,\left(T_2 - T_1\right)} \qquad \eta_i = 1 - k\left(\frac{T_3 - T_1}{T_2 - T_1}\right)$$

c) La presión media indicada vale:

$$pmi = \frac{W}{V_D} = \frac{Q_1 - Q_2}{V_D} = \frac{m\,C_V\,\left(T_2 - T_1\right) - m\,C_p\,\left(T_3 - T_1\right)}{V_3 - V_1}$$

$$= \frac{m\,C_v\,\left[\left(T_2 - T_1\right) - k\,\left(T_3 - T_1\right)\right]}{m\,R\,\frac{T_3}{p_3} - m\,R\,\frac{T_1}{p_1}} = \frac{C_V\,p_1\,\left[\left(T_2 - T_1\right) - k\,\left(T_3 - T_1\right)\right]}{R\,\left(T_3 - T_1\right)}$$

$$= \frac{C_v\,p_1}{R}\left[\frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_1} - k\right]$$

Del apartado anterior:

$$\eta_i = 1 - k\left(\frac{T_3 - T_1}{T_2 - T_1}\right), \text{ se despeja: } \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_1} = \frac{k}{1 - \eta_i}$$

Por lo tanto la presión media indicada queda:

$$pmi = \frac{C_V\ k\ p_1}{R}\left[\left(\frac{1}{1-\eta_i}\right)-1\right] = \frac{C_V\ k\ p_1\ \eta_i}{R\left(1-\eta_i\right)} \qquad pmi = \frac{C_V\, k\, p_1\, \eta_i}{R(1-\eta_i)}$$

**PROBLEMA Nº 6:**

Un MECH trabaja según un ciclo Otto que posee las siguientes características:

$q_1 = 2000\ kJ/kg,\quad p_1 = 90\ kPa,\quad T_1 = 30\ C \quad y \quad r_c = 8.$

Se desea aumentar su potencia incrementando el trabajo indicado lo cual se logra utilizando un combustible de mayor poder calorífico (mayor suministro de calor), variando la relación de compresión.

Se pide:

a) Si se aumenta la relación de compresión de 8 a 10, manteniendo el calor suministrado. ¿Cuál es el aumento de trabajo indicado del ciclo?.

b) En cuanto se debería aumentar el calor suministrado para que manteniendo la relación de compresión en 8 se obtenga el mismo aumento de trabajo indicado que en el apartado.

c) Analizar los resultados obtenidos en los apartados anteriores desde el punto de vista del aumento de la temperatura y presión máxima de combustión.

DATOS:

- Cantidad de calor admitido $q_1 = 2000\ kJ/kg$
- Presión inicial $p_1 = 90\ kPa$
- Temperatura inicial $T_1 = 30\ C$
- Relación de compresión $r_c = 8$
- Relación de compresión $r_c' = 10$

SOLUCION:

Se deben hallar primero el trabajo indicado y las presiones y temperaturas máximas de combustión sin introducir ninguna variación.

Cálculo de $\eta_i$:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{r_c^{\ k-1}} = 1 - \frac{1}{8^{1.4-1}} = 0.565$$

Cálculo del Trabajo indicado:

$$W_i = \eta_i\ q_1 = 0.565 \times 2000 = 1129.45\ kJ/kg$$

Cálculo de $p_2$:

$$p_2 = p_1\ r_c^{\ k} = 90 \times 8^{1.4} = 1654\ kPa$$

Cálculo de $T_2$:

$$T_2 = \frac{p_2\ v_2}{p_1\ v_1} T_1 = \frac{p_2}{p_1\ r_c} T_1 = \frac{1654 \times 303}{90 \times 8} = 696\ \text{K}$$

Cálculo de $T_3$:

$q_1 = C_V\ (T_3 - T_2)$

$2000 = 0.713 \times (T_3 - 696)$ $\qquad\qquad$ $T_3 = 3501\ \text{K}$

Como el proceso de $2 \rightarrow 3$ es a volumen constante, entonces la presión $p_3$ queda:

$p_3 = p_2 \times \frac{T_3}{T_2} = 1654 \times \frac{3501}{696}$ $\qquad\qquad$ $p_3 = 8320\ \text{kPa}$

a) Al aumentar la relación de compresión de $8 \rightarrow 10$ aumenta el rendimiento indicado del ciclo:

Cálculo de $\eta_i'$:

$$\eta_i' = 1 - \frac{1}{r_c'^{\ k-1}} = 0.601$$

Cálculo de $W_i'$:

$W_i' = \eta_i'\ q_1 = 0.601 \times 2000 = 1203\ \text{kJ / kg}$

Cálculo de $p_2'$:

$p_2' = p_1\ r_c'^{\gamma} = 90 \times 10^{1.4} = 2260\ \text{kPa}$

Cálculo de $T_2'$:

$$T_2' = \frac{p_2\ v_2}{p_1\ v_1} T_1 = \frac{p_2}{p_1\ r_c} T_1 = \frac{2260}{90 \times 10} \times 303 = 760\ \text{K}$$

Cálculo de $T_3'$:

$q_1 = C_V (T_3' - T_2')$

$2000 = 0.713 \times (T_3' - 760)$ $\qquad\qquad$ $T_3' = 3565\ \text{K}$

Cálculo de $p_3'$:

$p_3' = p_2' \frac{T_3'}{T_2'} = 2260 \times \frac{3565}{760}$ $\qquad\qquad$ $p_3' = 10601\ \text{kPa}$

Cálculo del aumento de trabajo indicado del ciclo:

$\Delta W_i = W_i' - W_i = 1203 - 1129.45$ $\qquad\qquad$ $\Delta W_i = 73.6\ \text{kJ / kg}$ ◄

b) El trabajo indicado resultante del apartado a) es de 1203 kJ/kg. Al no variar la relación de compresión el rendimiento indicado permanece como en el planteamiento inicial, $\eta_i = 0.565$, luego:

$W_i'' = \eta_i\ q_1''$

Cálculo de $q_1''$:

$$q_1'' = \frac{W_i''}{\eta_i} = \frac{1203}{0.565} = 2129\ \frac{kJ}{kg}$$

Los valores de $p_2''$ y $T_2''$ coinciden con $p_2$ y $T_2$ puesto que varia la relación de compresión:

$p_2'' = 1654\ kPa$

$T_2'' = 696\ K$

Cálculo de $T_3''$:

$q_1'' = C_V\left(T_3'' - T_2''\right)$

$2129 = 0.713\left(T_3'' - 696\right)$ $\qquad T_3'' = 3682\ K$

Cálculo de $P_3''$:

$$p_3'' = p_2''\frac{T_3''}{T_2''} = 1654 \times \frac{3682}{696} = 8750\, kPa$$

Cálculo del incremento del calor suministrado:

$\Delta q_1 = q_1'' - q_1 = 2129 - 2100$ $\qquad \Delta q_1 = 129\ kJ$

a) Resumiendo los resultados obtenidos son:

| | $r_c$ | $q_1$ | $\eta_i$ | $p_2$ | $T_2$ | $p_3$ | $T_3$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Motor original | 8 | 2000 | 0.565 | 16.54 | 696 | 83.20 | 3501 |
| Modificado $r_c$ | 10 | 2000 | 0.601 | 22.60 | 760 | 106.10 | 3565 |
| Modifado $q_1$ | 8 | 2129 | 0.565 | 16.54 | 696 | 87.50 | 3682 |

Se observa que al aumentar la relación de compresión de 8 a 10 la presión máxima pasa de 83.20 a 106.10, aumenta en un 27%, mientras que la temperatura máxima aumenta solo de 3501 a 3565, aproximadamente un 2%.

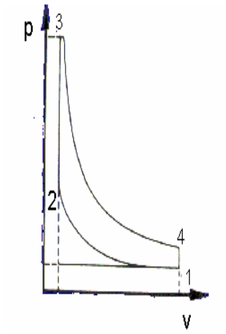
Al elevar el calor suministrado de 2000 a 2129 (un 6.4%), la presión máxima se eleva un 5% y la temperatura un 5.1%.

Se puede concluir que es menos perjudicial para el funcionamiento del motor por tensiones térmicas y mecánicas, empleando un combustible de mayor poder calorífico.

**PROBLEMA Nº 7:**

Un motor monocilíndrico de gasolina de admisión normal trabaja en un sitio donde la presión es 90 kPa y la temperatura 20 C. Su relación de compresión es 4.6 y se le suministran 1287 kJ/kg. Determinar la eficiencia y la potencia producida por el motor, si el diámetro del cilindro es 250 mm, la carrera del pistón es 340 mm, trabaja a 200 rpm y es de 4 carreras por ciclo.

DATOS:




- Motor ECH, AN.
- Temperatura inicial $T_1 = 20\ C$
- Presión inicial $p_1 = 90\ kPa$
- Relación de compresión $r_c = 4.6$
- Calor suministrado $q_1 = 1287\ kJ/kg$
- Diámetro cilindro $D = 250\ mm$
- Carrera del pistón $c = 340\ mm$
- Revoluciones motor $n = 200\ rpm$
- Ciclos del motor $j = 4$

SOLUCION:

El motor de gasolina sigue un ciclo Otto cuya eficiencia es:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}} = 1 - \frac{1}{4.6^{0.4}} \qquad \eta_i = 45.7\ \%$$

Por definición:

$\eta_i = \dfrac{W}{q_1}$; despejando el trabajo del ciclo se tiene:

$$W = \eta_i \times q_1 = 0.457 \times 1287 = 588.2\ kJ/kg$$

El volumen desplazado por el motor es:

$$V_D = \frac{\pi D^2}{4} \times c = \frac{\pi \times (0.25)^2}{4} \times 0.34 = 0.01669\ m^3$$

A partir de la ecuación de estado se encuentra el volumen inicial del ciclo.

$$v_1 = \frac{R\,T_1}{p_1} = \frac{0.287 \times 293}{90} = 0.934\ \frac{m^3}{kg}$$

Los parámetros después de la compresión valen:

$$T_2 = T_1\, r_c^{k-1} = 293 \times (4.6)^{0.4} = 539.5\ K$$

$$p_2 = p_1\, r^k{}_c = 90(4.6)^{0.4} = 762.3\ kPa$$

$$v_2 = \frac{R\,T_2}{p_2} = \frac{0.287 \times 539.47}{762.26} = 0.203\ \frac{m^3}{kg}$$

El volumen desplazado por el ciclo vale:

$$v_D = v_1 - v_2 = 0.934 - 0.203 = 0.73\ \frac{m^3}{kg}$$

La masa que ingresa al cilindro del motor vale:

$$m = \frac{V_D}{v_D} = \frac{0.01669}{0.73} = 0.023\,\text{kg.}$$

El caudal másico que desplaza el motor será:

$$\dot{m} = m\frac{n}{30\,j} = 0.023 \times \frac{200}{30 \times 4} = 0.038\,\frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Cálculo de la potencia del motor:

$$\dot{W} = W\,\dot{m} = 588.16 \times 0.038 \qquad \dot{W} = 22.4\,\text{kW}$$

**PROBLEMA Nº 8:**

Un motor de gasolina de admisión normal, 4T, 4 cilindros y relación de compresión 9 trabaja según un ciclo Dual. Por razones de resistencia la presión dentro del cilindro no debe superar 8 MPa. Si el diámetro del cilindro es 80 mm, la carrera del pistón 50 mm y la relación de combustión a volumen constante es 1.5; calcular:

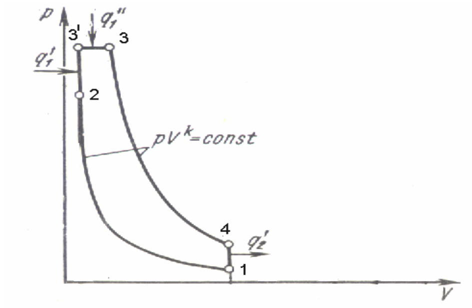
a) Los calores suministrados a volumen y a presión constante por ciclo y por cilindro.
b) El trabajo producido por ciclo y por cilindro junto con su presión media.
c) La eficiencia del ciclo.
d) La potencia producida por el motor si gira a 4000 rpm.

DATOS:

- Tiempos del motor $j = 4$
- Numero de cilindros $i = 4$
- Relación de compresión $r_c = 9$
- Presión máxima $p_{máx} = p_3 = 8\,\text{MPa}$
- Diámetro cilindro $D = 80\,\text{mm}$
- Carrera del pistón $c = 50\,\text{mm}$
- Relación de Combustión a $v = \text{ctte}$ $r_p = 1.5$

SOLUCION:

Puesto que el motor es de admisión normal: $p_1 = 0.1\,\text{MPa}$ y $T_1 = 298\,\text{K}$ por lo tanto los parámetros del ciclo serán:




Cálculo de $p_2$ y $T_2$:

$$p_2 = p_1\, r_c^{\,k} = 0.1 \times 9^{1.4} = 2.17\ \text{MPa}$$

$$T_2 = T_1\, r_c^{\,k-1} = 298 \times 9^{0.4} = 717.7\ \text{K}$$

Cálculo de $v_{1,}$ $v_2$ y $v_3$:

$$v_1 = \frac{R\,T_1}{p_1} = \frac{0.287 \times 298}{100} = 0.855\ \frac{m^3}{kg}$$

$$v_2 = r_c\ \frac{v_1}{r_c} = \frac{0.855}{9} = 0.095\ \frac{m^3}{kg}$$

$$v_3 = r_p\ v_3' = r_p\ v_2 = 1.5 \times 0.095 = 0.143\ \frac{m^3}{kg}$$

Cálculo de $r_v$:

$$r_v = \frac{p_3'}{p_2} = \frac{8}{2.17} = 3.7$$

Cálculo de $T_3'$:

$$T_3' = T_2\ r_v = 2655.5\ \text{K}$$

$$T_3 = T_3'\ r_p = 2655.5 \times 1.5 = 3983.3\ \text{K}$$

Cálculo de $T_4$:

$$T_4 = T_3\left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = 3983.3\left(\frac{0.143}{0.855}\right)^{0.4} = 1948\ \text{K}$$

Cálculo de $q_{1V}$:

$$q_{1V} = C_V\ (T_3' - T_2) = 0.714 \times (2655.5 - 717.7) = 1383.6\ \frac{kJ}{kg}$$

Cálculo de $V_D$:

$$v_D = v_1 - v_2 = 0.855 - 0.095 = 0.76\ m^3/kg$$

a) El volumen desplazado por un cilindro es:

$$V_D = \frac{\pi\, D^2}{4}\, c = \frac{\pi \times \left(80 \times 10^{3}\right)^2 \times 50 \times 10^{-3}}{4} = 2.5 \times 10^{-4}\ m^3$$

La masa que ingresa al cilindro por ciclo es:

$$m = \frac{V_D}{v_D} = \frac{2.5 \times 10^{-4}}{0.76} = 3.29 \times 10^{-4}\ kg$$

Por lo tanto el calor suministrado a volumen constante por ciclo al motor es:

$$Q_{1V} = m\, q_{1V} = 3.29 \times 10^{-4} \times 13836 \qquad Q_{1V} = 0.455\ kJ \ ◄$$

Y el calor suministrado a presión constante es:

$$Q_{1p} = m\, C_p\, \left(T_3 - T_3'\right) = 3.29 \times 10^{-4} \times \left(3983.3 - 2655.5\right)$$

$$Q_{1p} = 0.437\ kJ \ ◄$$

b) El calor cedido por ciclo y cilindro es:

$$Q_2 = m\, C_V\, \left(T_4 - T_1\right) = 3.29 \times 10^{-4} \times 0.714 \times \left(1948 - 298\right) = 0.386\ K$$

Por lo tanto el trabajo por ciclo y cilindro será:

$$W = Q_1 - Q_2 = Q_{1p} + Q_{1V} - Q_2 = 0.437 + 0.455 - 0.386$$

$$W = 0.506\ kJ \ ◄$$

Y la presión media indicada:

$$pmi = \frac{W}{V_D} = \frac{0.506 \times 10^{3}}{2.5 \times 10^{-4}} \qquad pmi = 2.02\ MPa \ ◄$$

c) La eficiencia indicada del ciclo es:

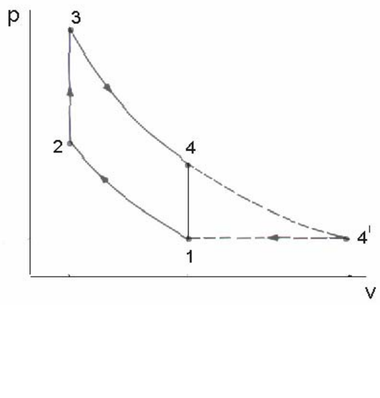
$$\eta_i = \frac{W}{Q_1} = \frac{0.506}{0.437 + 0.455} \qquad \eta_i = 0.567 \ ◄$$

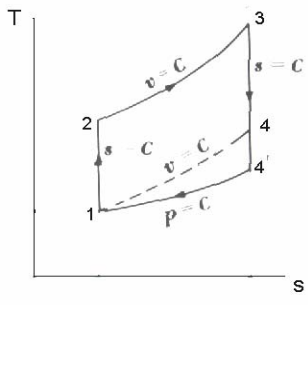
d) La potencia que produce el motor es:

$$\dot{W} = i\, W \frac{n}{30\, j} = \frac{40.506 \times 4000}{30 \times 4} \qquad \dot{W} = 67.5\ kW \ ◄$$

**PROBLEMA Nº 9:**

Calcular la temperatura de los gases de escape de un MCIA de relación de compresión 8 que trabaja siguiendo un ciclo Otto de admisión normal si durante la combustión se suministran 1600 kJ/kg de aire y la temperatura ambiente es 25 C. Suponer que el proceso de expansión en el tubo de escape es adiabático y reversible.



DATOS:

- MCI.
- Relación de compresión $r_c = 8$
- Calor suministrado $q_1 = 1600 \text{ kJ / kg}$
- Temperatura ambiente $T_1 = 25\text{ C}$.

SOLUCION:

El proceso $4 \to 1$ es igual al proceso de $4 \to 4'$ (expansión adiabática), más el proceso de $4' \to 1'$ (mezcla isobárica).

Para el ciclo del motor:

$$T_2 = T_1\, r_c^{\,k-1} = 298 \times 8^{0.4} = 684.6\text{ K}$$

$$q_1 = C_V\,(T_3 - T_2)$$

Cálculo de $T_3$:

$$T_3 = \frac{q_1}{C_V} + T_2 = \frac{1600}{0.714} + 684.6 = 2925.5\text{ K}$$

Cálculo de $r_V$:

$$r_V = \frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2} = \frac{2925.5}{684.6} = 4.27$$

La primera ley de termodinámica aplicada al proceso $4 \to 4'$ es:

$$u_4 - u_{4'} = w_{44'}$$

El trabajo $w_{44'}$ es el empleado para vencer la presión externa $p_1$:

$$w_{44'} = p_1(v_{4'} - v_4)$$

igualando las ecuaciones se tiene:

$$u_4 - u_{4'} = p_1(v_{4'} - v_4)$$

$$C_V(T_4 - T_{4'}) = p_1(v_{4'} - v_1)$$

$$\frac{R}{k-1}(T_4 - T_{4'}) = R\,T_4 - R\,T_1$$

$$T_{4'} = \frac{T_4 + T_1(k-1)}{k}$$

ahora bien:

$$T_4 = \frac{T_1\, r_c^{\,k-1} r_v}{r_c^{\,k-1}} = T_1\, r_v$$

reemplazando este valor y agrupando:

$$T_{4'} = \frac{T_1}{k}(r_v + k - 1) = \frac{298}{1.4}(4.27 + 1.4 - 1) \qquad T_{4'} = 994\text{ K} = 721\text{C}$$

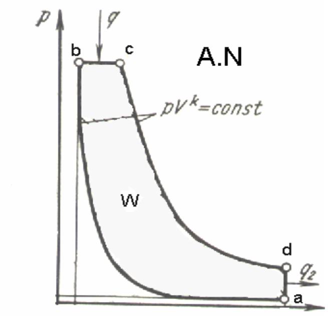
**PROBLEMA Nº 10:**

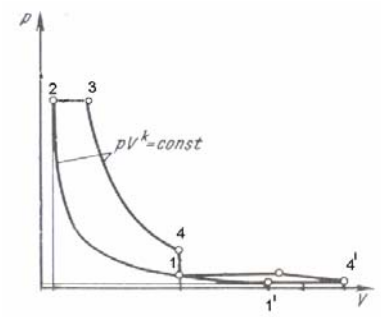
Un motor diesel lento de admisión normal posee una relación de compresión 18 y produce un trabajo caracterizado por una relación de suministro de calor a presión constante de 2.5. Si se mantiene invariable el suministro de calor y se le acopla un turbosobrealimentador con turbina de presión constante que duplica la presión de alimentación; calcular:

a) ¿Que porcentaje aumenta o disminuye la eficiencia del motor?
b) ¿Qué porcentaje aumenta o disminuye la eficiencia de la instalación?

DATOS:

- MEC.
- Relación de compresión $r_c = 18$
- Relación de suministro de calor a $p = \text{ctte}$ $r_p = 2.5$




SOLUCION:

La eficiencia indicada del motor con admisión normal es:

$$\eta_{i\,AN} = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}} \frac{r_p^{k} - 1}{k(r_p - 1)} = 1 - \frac{1}{18^{0.4}} \frac{2.5^{1.4} - 1}{1.4 \times 1.5} = 0.609$$

a) Las temperaturas de los puntos 1 y 2 del motor sobrealimentado son:

$$T_1 = T_{1'} \left( \frac{p_1}{p_{1'}} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 298 \times 2^{\frac{0.4}{1.4}} = 363.3\,\text{K}$$

$$T_2 = T_1\, r_c^{k-1} = 363.3 \times 18^{0.4} = 1154.3\,\text{K}$$

Las temperaturas de los puntos b y c del motor de AN son:

$$T_b = T_a\, r_c^{k-1} = 298 \times 18^{0.4} = 946.9\,\text{K}$$

$$T_c = T_b\, r_p = 946.9 \times 2.5 = 2367.4\,\text{K}$$

La cantidad de calor suministrado al ciclo del motor de AN es:

$$q_1 = C_p (T_c - T_b) = 1(2367.4 - 946.9) = 1420.5\,\text{kJ/kg}$$

que por el enunciado es igual a la suministrada al ciclo del motor SA:

$q_1 = C_p\left(T_3 - T_2\right)$; despejando:

$$T_3 = \frac{q_1}{C_p} + T_2 = 1420.5 + 1154.3 = 2574.8\,K$$

y la relación de suministro de calor es:

$$r_{p_{SA}} = \frac{T_3}{T_2} = \frac{2574.8}{1154.3} = 2.2$$

Por lo tanto la eficiencia indicada del ciclo del motor SA es:

$$\eta_{i_{SA}} = 1 - \frac{1}{18^{0.4}}\,\frac{2.2^{1.4} - 1}{1.4 \times 1.2} = 0.622$$

Cálculo del porcentaje de incremento de eficiencia:

$$\%\Delta\eta_i = \frac{\eta_{i_{SA}} - \eta_{i_{AN}}}{\eta_{i_{AN}}} = \frac{0.622 - 0.609}{0.609} = 0.021 \quad \%\Delta\eta_i = 2.1\% \blacktriangleleft$$

b) La relación de compresión del compresor es:

$$r_{cc} = \frac{v_{1'}}{v_1} = \frac{T_{1'}}{p_{1'}}\,\frac{p_1}{T_1} = \frac{T_{1'}}{T_1}\,\frac{p_1}{p_{1'}} = \left(\frac{p_{1'}}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\frac{p_1}{p_{1'}} = \left(\frac{p_{1'}}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\left(\frac{p_{1'}}{p_1}\right)^{-1}$$

$$= \left(\frac{p_{1'}}{p_1}\right)^{-\frac{1}{k}} = \left(\frac{p_1}{p_{1'}}\right)^{\frac{1}{k}}$$

$$r_{cc} = 2^{\frac{1}{1.4}} = 1.64$$

Por lo tanto la relación de compresión de la instalación es:

$$r_{c\ tot} = r_c\, r_{cc} = 18 \times 1.64 = 29.5$$

Cálculo de la eficiencia térmica de la instalación:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\left(r_{c_{tot}}\right)^{k-1}}\,\frac{r_{p_{SA}}{}^{k} - 1}{k\left(r_{p_{SA}} - 1\right)} = 1 - \frac{1}{29.5^{0.4}}\,\frac{2.2^{1.4} - 1}{1.4 \times 1.2} = 0.69$$

El porcentaje de incremento de la eficiencia indicada de la instalación vale:

$$\%\Delta\eta_i = \frac{0.69 - 0.609}{0.609} = 0.133 \qquad \%\Delta\eta_i = 13.3\% \blacktriangleleft$$

**PROBLEMAS PROPUESTOS**

**PROBLEMA Nº 1:**
Un motor de cuatro tiempos que trabaja según un ciclo Diesel produce 14.7 kW. Determinar la pmi, si el diámetro del cilindro es 240 mm, la carrera del pistón es 340 mm y funciona a 200 rpm.

**PROBLEMA Nº 2:**
Determinar el trabajo producido y la eficiencia de un ciclo Diesel, si la presión inicial es 99.8 kPa, la temperatura inicial 50 ºC, la relación de compresión 14 y la relación de combustión a presión constante 1.67.

**PROBLEMA Nº 3:**
Un motor Diesel rápido de 4T, relación de compresión 16 y cilindrada 1.8 litros, trabaja en un lugar cuya p y T son respectivamente 100 kPa y 300 K. Si el motor emplea una mezcla de relación combustible-aire 0.04 y utiliza un combustible cuyo poder calorífico es 42.5 MJ/kg; determinar:

a) Las relaciones de suministro de calor, si la temperatura máxima del ciclo no debe superar los 2800 K.
b) La potencia que desarrolla el motor a 3000 rpm.
c) El consumo másico de combustible del motor.

**PROBLEMA Nº 4:**
De un ciclo Dual se conocen los siguientes datos: presión inicial $0.85 \times 10^5$ Pa, temperatura inicial 50 ºC, relación de compresión 8, relación de combustión a volumen constante 2 y relación de combustión a presión constante 1.2. Calcular los parámetros de los puntos característicos del ciclo, la eficiencia indicada, el calor suministrado y el trabajo producido.

**PROBLEMA Nº 5:**

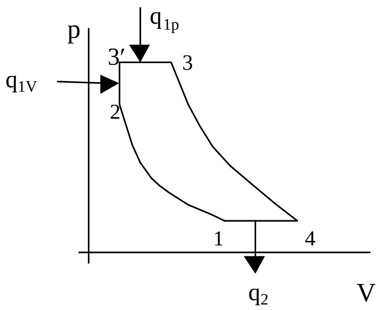
Un motor de gasolina, de relación de compresión 6, trabaja siguiendo un ciclo Otto de admisión normal.
Se pide:

a) ¿Cuánto vale su eficiencia indicada?
b) ¿Cuánto vale su eficiencia indicada si el calor suministrado es 2.8 MJ/kg de aire?
c) ¿Cuánto valdría su eficiencia si la relación de compresión se elevara a 8 y la presión y temperatura de admisión se duplicaran.

**PROBLEMA Nº 6:**
Demuestre que en un ciclo Dual en el cual la cantidad de calor suministrado es constante, la presión media efectiva máxima se obtiene para $r_p = 1$ y para $r_v = \dfrac{Q_1}{m\, C_v\, r_c^{k-1} T_1}$

**PROBLEMA Nº 7:**
El diagrama de la figura corresponde a un ciclo Atkinson. Los procesos $1 \to 2$ y $3 \to 4$ son isoentrópicos, el proceso $2 \to 3$ corresponde a un suministro mixto de calor y el proceso $4 \to 1$ es una cesión de calor a presión constante. Demostrar que la eficiencia es:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}} \frac{k\left(r_v^{1/k}\, r_p - 1\right)}{\left(r_v - 1\right) + k\, r_v \left(r_p - 1\right)}$$




**PROBLEMA Nº 8:**
Un motor de 4T, admisión normal produce una potencia de 160 kW cuando trabaja a 2400 rpm siguiendo un ciclo Dual. Por razones de diseño se establece que la presión máxima sea 7.5 Mpa y la temperatura máxima 2250 K. Si el motor posee 8 cilindros, relación de compresión 16.5 y la relación $c / D = 1$. ¿Cuánto vale el diámetro del cilindro?

**PROBLEMA Nº 9:**

Un MEC de 4T que trabaja siguiendo el ciclo con suministro mixto de calor tiene una cilindrada de 4097 $cm^3$, una relación de compresión de 14 y un volumen muerto de 52.51 $cm^3$. Las condiciones del sitio de trabajo son: 84 kPa y 20ºC; la presión máxima del ciclo se limita a 7Mpa y la relación de combustión a presión constante es 1.42. Se desea saber:

a) Porcentaje de calor suministrado a volumen constante y a presión constante.
b) Velocidad a la cual debe trabajar el motor para que produzca 100kW.
c) Número de cilindros del motor.
d) Presión media indicada del motor.
e) Eficiencia indicada del motor.

**PROBLEMA Nº 10:**

Un motor a gasolina de admisión normal tiene una relación de compresión 7, 5000 $cm^3$ de cilindrada y se le suministran 2.1MJ/kg de aire. Calcular:

a) La eficiencia térmica y el trabajo producidos por el motor con admisión normal.
b) Calcular la eficiencia y el trabajo producidos por el motor sobrealimentado a 150Kpa.
c) Calcular la eficiencia y el trabajo producidos por la instalación con sobrealimentación mecánica.
d) Calcular la eficiencia y el trabajo producidos por la instalación con sobrealimentación por impulsos.

# CAPITULO 3. CICLOS REALES

## RESUMEN DE FORMULAS

Presión media por fricción $pm_f = A + B(u) + C(u)^2$

Potencia indicada $\dot{W}_i = \dot{W}_e + \dot{W}_f$

Potencia efectiva $\dot{W}_e = \dot{W}_i - \dot{W}_f$, $\dot{W}_e = \dot{m}_C \eta_e Hi$

Rendimiento mecánico $\eta_m = \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_i}$

Rendimiento efectivo $\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_c Hi}$

Consumo específico de comb. $g_e = \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_e}$

Potencia en el combustible $\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_c Hi$

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{Q}_{ref} + \dot{Q}_{ge} + \dot{Q}_{ci} + Q_{varios} + \dot{W}_e$$

Energía en los gases de esc. $\dot{Q}_{ge} = \dot{m}\, Cp_{ge}\left(T_{ge} - T_a\right)$

Energía en el refrigerante $\dot{Q}_{ref} = \dot{m}_{ref}\, Cp_{ref}\left(T_{ent} - T_{sal}\right)$

Energía en otros $\dot{Q}_{varios} = \dot{Q}_{comb} - (\dot{Q}_{ge} + \dot{Q}_{ci} + Q_{ref} + \dot{W}_e)$

Velocidad media del pistón $u = \frac{cn}{30}$

Rel. combustible-aire $\frac{F}{A} = \frac{m_c}{m_a}$

Rel. combustible-aire relativa $\phi = \frac{F/A}{\left(F/A\right)_T}$

Rel. calores específicos $Cp_{ge} = C_1 + C_2 T_{ge} + C_3\left(T_{ge}\right)^2$

Fracción de masa quemada $X_b = \frac{m_b}{m}$

Ley de coseno para $X_b$ $$X_b = \frac{1}{2}\left[1 - \cos\pi\left(\frac{\varphi - \varphi_o}{\Delta\varphi}\right)\right]$$

Ley de Wiebe $$X_b = 1 - \exp\left[-a\left(\frac{\varphi - \varphi_o}{\Delta\varphi}\right)^{m+1}\right]$$

Relación entre $X_b$ y $Y_b$ $$X_b = \left[1 + \frac{\rho_u}{\rho_b}\left(\frac{1}{Y_b} - 1\right)\right]^{-1}$$

Relación entre $X_b$ y p $$X_b = \frac{p^{1/n}V - p_o^{1/n}V_o}{p_f^{1/n}V_f - p_o^{1/n}V_o}$$

Volumen instantáneo $$\frac{V}{V_{cc}} = 1 + \frac{1}{2}\left[R + 1 - \cos\varphi - (R^2 - (\mathrm{sen}\varphi)^2)^{1/2}\right]$$

Rel. Long. Biela-radio manivela $$R = \frac{l}{a'}$$

Ec. Gases ideales $$pV = mR_aT$$

Calor por convección $$\dot{Q} = \bar{h}_c A(\bar{T}_g - T_p)$$

Area de transferencia de calor

$$A = A_{CC} + A_p + \frac{\pi D_p c}{2}\left[R + 1 - \cos\varphi - (R^2 - (sen\varphi)^2)^{1/2}\right]$$

Relación adimensional $$Nu = c(Re)^m(Pr)^n$$

Relación de Woschni $$\bar{h}_c = cD_p^{m-1}p^mT^{0.75-1.62m}W^m$$

Vel. promedio del gas $$W = C_1Vmp + C_2\frac{V_DT_{ref}}{p_{ref}V_{ref}}(p_{c.comb} - p_{s.comb})$$

Relación de Woschni y Annand $$\bar{h}_c = a\frac{k}{D_p}Re^b$$

**PROBLEMAS RESUELTOS**

**PROBLEMA Nº 1:**

Un motor diesel tiene las siguientes características: $D_P = 93\,\text{mm}$, c = 95.3 mm, $r_c = 21$, $j = 4$, $i = 6$, A.N, y tiene cámara de combustión con torbellino. El motor es ensayado a 3000 rpm encontrándose una potencia en el eje de 80 kW. Se sabe que las pérdidas mecánicas en este motor pueden ser evaluadas usando la siguiente relación matemática obtenida experimentalmente: $pm_f = 144 + 48\left(\frac{n}{1000}\right) + 0.4\,u^2\ [\text{kPa}]$

Determine a las rpm indicadas:

a) La potencia producida en los cilindros.
b) Rendimiento mecánico.

DATOS:

- Diámetro del pistón. $D_p = 93\,\text{mm}$
- Carrera $c = 95.3\,\text{mm}$
- Relación de compresión $r_c = 21$
- Tiempos del motor $J = 4$
- Número de cilindros $i = 6$
- Revoluciones del motor $n = 3000\,\text{rpm}$
- Potencia efectiva $\dot{W}_e = 80\,\text{kW}$

SOLUCION:

a) De la expresión de la potencia producida en los cilindros, se tiene:

$\dot{W}_i = \dot{W}_e + \dot{W}_f$, de donde $\dot{W}_f = pm_f\ V_D\ \frac{n\,i}{30\,j}$

Cálculo del volumen desplazado:

$$V_D = A_p\ c = \frac{\pi\,D_p^{\ 2}}{4} \times c = \frac{\pi\left(93\times10^{-3}\right)^2}{4} \times 95.3\times10^{-3}$$

$$V_D = 6.474\times10^{-4}\ \text{m}^3$$

Cálculo de la presión media por fricción:

$$pm_f = 144 + 48\left(\frac{n}{1000}\right) + 0.4\,u^2;\ \text{donde } u = \frac{c\,n}{30}\quad\left[\frac{m}{s}\right]$$

$$u = \frac{9503\times10^{-3}\times3000}{30} = 9.53\,\frac{m}{s}\ \therefore$$

$$pm_f = 144 + 48\left(\frac{3000}{1000}\right) + 0.4(9.53)^2 = 31.50\,\text{kW}$$

Cálculo de la potencia consumida por fricción:

$$\dot{W}_f = 324.33 \times 6.474 \times 10^{-4} \times \frac{3000 \times 6}{30 \times 4} = 31.50\ \text{kW}$$

Cálculo de la potencia producida en los cilindros:

$$\dot{W}_i = 80 + 31.5 \qquad \dot{W}_i = 111.50\ \text{kW} \blacktriangleleft$$

Cálculo del rendimiento mecánico:

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_i} = \frac{80}{111.50} \qquad \eta_m = 0.72;\ (72,00\ \%) \blacktriangleleft$$

**PROBLEMA Nº 2:**

Teóricamente las pérdidas mecánicas pueden ser evaluadas usando expresiones del siguiente tipo: $pm_f = A + B\,u\ [\text{kPa}]$, donde los valores de las constantes se toman de la tabla anexa. Determinar para el motor del problema anterior (Nº 1) la potencia consumida por fricción usando este método. Comente los resultados.

| Motor | A [kPa] | B [kPa (m/s)$^{-1}$] |
|---|---|---|
| MECH $c/D_p > 1$ | 50 | 15.5 |
| MECH $c/D_p < 1$ | 40 | 13.5 |
| MEC con cc separada | 105 | 13.8 |
| MEC con cc simple o semiseparada | 105 | 12.0 |

$$\dot{W}_f = pm_f\ V_D\ \frac{n\,i}{30\,j}$$

$pm_f = A + B\,u = 105 + 13.8\,u$, debido a que la cámara de combustión con torbellino es una cámara de combustión separada.

$pm_f = 105 + 13.8(9.53) = 236.51\ \text{kPa}$.

Cálculo de la potencia consumida por fricción:

$$\dot{W}_f = 236.51 \times 6.474 \times 10^{-4} \times \frac{3000 \times 6}{30 \times 4} \qquad \dot{W}_f = 22.97\ \text{kW} \blacktriangleleft$$

CONCLUSIONES:

- ✓ Los resultados teóricos son menores respecto a los experimentales, posiblemente debido a pérdidas considerables por la expresión experimental que no son tomadas en cuenta por la simple relación lineal que se establece teóricamente.

- ✓ El caso teórico presenta una relación lineal de las pérdidas mecánicas que se ha adoptado para un grupo de motores.

- ✓ El caso experimental determina una expresión matemática en función de las pérdidas reales en el motor.

**PROBLEMA Nº 3:**
Usando las fórmulas apropiadas para el cálculo de los principales parámetros del motor demuestre que:

$$pme \quad \alpha \quad \frac{\eta_e\ \dot{m}_a\ \phi}{i\ V_D\ n}$$

SOLUCION:

$$\dot{W}_e = pme\ V_D\ \frac{n\ i}{30\ j} \qquad (1)$$

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_c\ H_i} \quad \text{de donde:} \quad \dot{W}_e = \eta_e\ \dot{m}_c\ H_i \qquad (2)$$

$$\frac{F}{A} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} \quad \text{despejando:} \quad \dot{m}_c = \dot{m}_a\ \frac{F}{A} \qquad (3)$$

$$\phi = \frac{F/A}{(F/A)_e} \quad \text{de donde:} \quad \frac{F}{A} = \phi\left(\frac{F}{A}\right)_e \qquad (4)$$

Sustituyendo (4) en (3), se obtiene:

$$\dot{m}_c = \dot{m}_a\ \phi\left(\frac{F}{A}\right)_e$$

Sustituyendo esta última expresión en (2) se tiene:

$$\dot{W}_e = \eta_e\ \dot{m}_a\ \phi\left(\frac{F}{A}\right)_e H_i$$

Finalmente sustituyendo en la expresión (1) queda:

$$\eta_e\ \dot{m}_a\phi\left(\frac{F}{A}\right)_e H_i = pme\ V_D\ \frac{n\ i}{30\ j}$$

$$\left\{\begin{array}{l} pme = \dfrac{\eta_e\ \dot{m}_a\phi\left(\frac{F}{A}\right)_e H_i\ 30\ j}{V_D\ n\ i} \\[2ex] pme \quad \alpha \quad \dfrac{\eta_e\ \dot{m}_a\phi}{V_D\ n\ i} \end{array}\right.$$

donde: $\dot{W}_e =$ potencia efectiva

$pme =$ presión media efectiva
$\eta_e =$ rendimiento efectivo
$\dot{m}_c =$ flujo másico de combustible
$\dot{m}_a =$ flujo másico de aire
$\phi =$ riqueza de la mezcla
$H_i =$ Poder calorífico inferior
$\frac{F}{A} =$ relación combustible-aire.

**PROBLEMA N° 4:**
Determinar en términos de porcentaje cual es la distribución del balance térmico de un MECH con las siguientes dimensiones, i = 4, j = 4, rc = 7.0, Vcc = $1.0x10^{-4}$ $m^3$ y c = 0.092 m. La siguiente información se conoce: pme = 645 kPa, rpm = 4000, Hi = 43800 kJ/Kg, ge = 340 g/(KW h), $\dot{Q}_{ref} = 46\ kW$, $\dot{Q}_{ge} = 56\ kW$, $\dot{Q}_{ci} = 39.6\ kW$ y $\dot{Q}_{varios} = 20.25\ kW$

SOLUCION:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c\ H_i$$

$$g_e = \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_e} \quad \text{y} \quad \dot{W}_e = pme\ V_D\ \frac{n\ i}{30\ j}$$

Usando la relación de compresión y el $V_{cc}$, se tiene:

$$r_c = \frac{V_D + V_{cc}}{V_{cc}}, \text{ despejando: } \quad V_{cc}\ r_c - V_{cc} = V_D \text{ entonces:}$$

$$V_D = V_{cc}(r_c - 1)$$

Cálculo del volumen desplazado

$$V_D = 1.0 \times 10^{-4}(7.0 - 1.0) = 6.0 \times 10^{-4}\ m^3$$

Cálculo de la potencia efectiva:

$$\dot{W}_e = 645 \times 6.0 \times 10^{-4} \times \frac{4000 \times 4}{30 \times 4} = 51.6\ kW$$

Cálculo del flujo másico de combustible:

$$\dot{m}_c = g_e\ \dot{W}_e = 0.34 \times 51.6 = 17.54\ kg/h$$

de esta manera:

$$\dot{Q}_{comb} = \frac{17.54}{3600} \times 43800 = 213.45\ kW$$

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{W}_e + \dot{Q}_{ref} + \dot{Q}_{ge} + \dot{Q}_{ci} + \dot{Q}_{varios}$$

$$\% \dot{W}_e = \frac{51.6\times100}{213.45} \qquad \% \dot{Q}_e = 24.17\%$$

$$\%\dot{Q}_{ref} = \frac{46\times100}{213.45} \qquad \% \dot{Q}_{ref} = 21.55\%$$

$$\%\dot{Q}_{ge} = \frac{56\times100}{213.45} \qquad \% \dot{Q}_{ge} = 26.24\%$$

$$\% \dot{Q}_{ci} = \frac{39.6\times100}{213.45} \qquad \% \dot{Q}_{ci} = 18.55\%$$

$$\% \dot{Q}_{varios} = \frac{20.25\times100}{213.45} \qquad \% \dot{Q}_{varios} = 9.49\%$$

**Total 100%**

**PROBLEMA N° 5:**
Un motor diesel de doce cilindros y 2T desarrolla una potencia efectiva de 300 kW con un rendimiento efectivo del 35% cuando funciona con un combustible cuyo $H_i$ es 42500 Kj/kg. Determinar la cantidad de energía perdida $\dot{Q}_{varios}$ si $\dot{Q}_{ref} = 190\ \text{kW}$, $\dot{Q}_{ge} = 284\ \text{kW}$ y $\dot{Q}_{ci} = 42\ \text{Kw}$.

DATOS:

- MEC
- Número de Cilindros $i = 12$.
- Tiempos del motor $j = 4$
- Potencia efectiva $\dot{W}_e = 300\ \text{kW}$
- Rendimiento efectivo $\eta_e = 35\%$
- Poder Calorífico $H_i = 42500\ \text{kJ / kg}$

SOLUCION:

Cálculo del $\dot{Q}_{comb}$ :

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{Q}_{ref} + \dot{Q}_{ge} + \dot{Q}_{ci} + Q_{varios} + \dot{W}_e$$

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_c\ H_i \text{, donde} \quad \eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_c\ H_i} = \frac{\dot{W}_e}{\dot{Q}_{comb}}$$

$$\therefore \quad \dot{Q}_{comb} = \frac{\dot{W}_e}{\eta_e} = \frac{300}{0.35} \qquad \dot{Q}_{comb} = 857.14\ \text{kW}$$

Cálculo de la cantidad de Energía $\dot{Q}_{varios}$ :

$$\dot{Q}_{varios} = \dot{Q}_{comb} - \left(\dot{Q}_{ref} + \dot{Q}_{ge} + \dot{Q}_{ci} + \dot{W}_e\right)$$

$$\dot{Q}_{varios} = 857.14 - (190 + 284 + 42 + 300) \qquad \dot{Q}_{varios} = 41.14\ \text{kW}$$

**PROBLEMA N° 6:**

Un MEC, 4T, AN, trabaja a máxima carga a 2000 rpm, con un $\phi = 0.8$ y $\dot{m}_a = 0.5\ kg/s$. Si la eficiencia indicada del motor es 45%, el $\dot{Q}_{ref} = 280\ kW$ y el rendimiento mecánico es 85%. A las condiciones ensayadas

Determinar:

a) Potencia efectiva desarrollada por el motor.
b) Cantidad extra de energía que puede aprovecharse en los gases de escape si los mismos son enfriados hasta 400 K.

DATOS:

- Tiempos del motor $j = 4$
- Revoluciones del motor $n = 2000\ rpm$
- Riqueza de la mezcla $\phi = 0.8$
- Flujo másico de aire $\dot{m}_a = 0.5\ kg/s$
- Eficiencia indicada $\eta_i = 45\%$
- Relación $F/A$ teórica $(F/A)_e = 0.067$
- Rendimiento mecánico $\eta_{mec} = 85\%$

SOLUCION:

a) De las expresiones de $\eta_m$ y $\eta_i$ se tienen:

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_i} \qquad \dot{W}_e = \eta_m\ \dot{W}_i$$

$$\eta_i = \frac{\dot{W}_i}{\dot{m}_c\ H_i} \qquad \dot{W}_i = \eta_i\ \dot{m}_c H_i$$

Además:

$$\phi = \frac{F/A}{(F/A)_e} \quad y \quad \frac{F}{A} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}$$

Cálculo del flujo másico de combustible:

$$\dot{m}_c = \phi \left(\frac{F}{A}\right)_e \dot{m}_a = 0.8 \times 0.067 \times 0.5 = 0.0268\ kg/s$$

Cálculo de la potencia indicada:

$$\dot{W}_i = 0.45 \times 0.0268 \times 42000 = 506.56\ kW$$

Cálculo de la potencia efectiva:

$$\dot{W}_e = 0.85 \times 506.56 \qquad \dot{W}_e = 430.54\ kW$$

b) De la expresión de $\dot{Q}_{comb}$ se tiene:

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{W}_e + \dot{Q}_{ref} + \dot{Q}_{ge} + \cancel{\dot{Q}_{ci}}^{0} + \cancel{\dot{Q}_{varios}}^{0}$$

Nota: haciendo la siguiente suposición

- ✓ $\dot{Q}_{varios}$ se asume $\approx 0$ aunque se esta cometiéndo error.
- ✓ $\dot{Q}_{ci}$ se asume $\approx 0$ debido a que $\phi < 1$ lo que origina $\eta_{comb} \approx 1.0$

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_c\ H_i = 0.0268 \times 42000 = 1125.6\ \text{kW}$$

$$\therefore\quad \dot{Q}_{ge} = \dot{Q}_{comb} - \left(\dot{W}_e + \dot{Q}_{ref}\right)$$

$$\dot{Q}_{ge} = 1125.6 - (430.54 + 280)$$

$$\dot{Q}_{ge} = 415.06\ \text{kW.}$$

Por otro lado usando este valor se puede evaluar la Temperatura de salida de los gases de escape.

$\dot{Q}_{ge} = \dot{m}\, Cp_{ge}\left(T_{ge} - T_a\right)$; de donde:

$$\begin{cases} T_{ge} = T_{\text{gases de escape}} \\ T_a = T_{aire} \\ Cp_{ge} = \text{calor específico de los gases de escape} \\ \dot{m} = \dot{m}_a + \dot{m}_c \end{cases}$$

Cálculo de $\dot{m}$:

$$\dot{m} = 0.5 + 0.0268 = 0.5268\ \text{kg/s}$$

$Cp_{ge} = f\left(\text{composición}, T_{ge}, \phi\right)$ y puede calcularse de expresiones como la siguiente:

$Cp_{ge} = 0.988 + 0.23 \times 10^{-3}\, T_{ge} + 0.050 \times 10^{-6}\left(T_{ge}\right)^2 \left[\dfrac{\text{kJ}}{\text{kg K}}\right]$, pero no se tiene el valor de $T_{ge}$. Por lo tanto se tomará un como valor inicial.

Cálculo de la $T_{ge}$:

$$T_{ge} = \frac{\dot{Q}_{ge}}{\dot{m}\, Cp_{ge}} + T_a = \frac{415.06}{0.5268 \times 1.1} + 298$$

$$T_{ge} = 1014.26\ \text{K.}$$

Con la finalidad de comprobar el valor de $Cp_{ge}$ se sustituye en la expresión del calor específico:

$Cp_{ge} = 0.988 + 0.23 \times 10^{-3}(1014.26) + 0.050 \times 10^{-6}(1014.26)^2$, y así:

$$Cp_{ge} = 1.273 > 1.1$$

Recalculando se obtiene $T_{ge} = 916.9\,K$, usando el valor de $Cp_{ge}$

Recalculando de nuevo el $Cp_{ge} = 1.24 \rightarrow T_{ge} = 933.4\,K$

Suponiendo que los gases de escape son expulsados a 400 K

$$\dot{Q}_{ge} = 0.5268x1.0035(400-298) \qquad \dot{Q}_{ge} = 53.92\,kW$$

$$\dot{Q}_{extra} = 415.06 - 53.92 = 361.13\,KW$$

Este ahorro es muy alto lo cual se debe en parte a la suposición hecha para el calor perdido y por otro lado al hecho de que Tge no puede disminuirse tanto a menos que se utilice un proceso de expansión prolongada

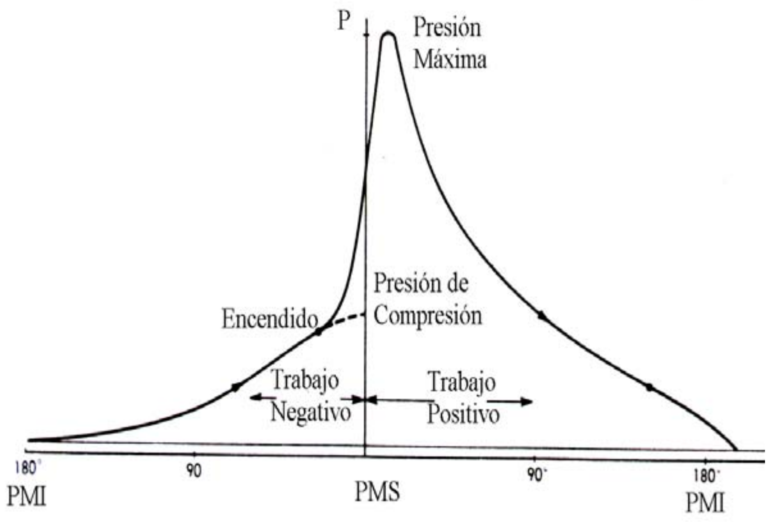
**PROBLEMA Nº 7:**

La información presentada en la siguiente tabla corresponde al diagrama de distribución de un motor de carburador de 4T:

| rpm | AAA | ARA | AAE | ARE |
|---|---|---|---|---|
| 2800 | 20º | 69º | 67º | 22º |

Determine:

a) La duración de cada fase del ciclo.
b) El ángulo de traslapo de las válvulas.
c) En la figura anexa muestre: las áreas de trabajo positivo y negativo y el "punto de separación"
d) Si el motor tiene: Dp = 91 mm, c = 92 mm y Vcc = 1. x$10^{-4}$ $m^3$. las $r_c$ geométrica y real.



SOLUCION:

a) $\text{Admisión} = AAA + 180º + ARA = 20º + 180º + 69º = 269º$

$\text{Compresión} = 180º - ARA = 180º - 69º = 111º$

$\text{Expansión} = 180º - AAE = 180º - 67º = 113º$

$\text{Escape} = AAE + 180º + ARE = 67º + 180º + 22º = 269º$

b) $\text{Traslapo} = AAA + ARE = 20º + 22º = 42º$

c) Ver figura anterior

d) Cálculo de la relación de compresión geométrica:

$$r_c = \frac{V_D + V_{cc}}{V_{cc}}; \quad \text{pero} \quad V_D = \frac{\pi \times D_p^2}{4} \times c$$

$$V_D = \frac{\pi (0.0911)^2}{4} \times 0.092 = 6 \times 10^{-4}\ m^3$$

$$r_c = \frac{6 \times 10^{-4} + 1 \times 10^{-4}}{1 \times 10^{-4}} \qquad r_c = 7.0$$

$$c \quad ---- \rightarrow \quad º$$

$$92 \quad ---- \rightarrow 180 \qquad c' = \frac{92 \times 69}{180} = 35.3\,mm.$$

$$c' \quad ---- \rightarrow \quad 69$$

Con este valor se calcula el $V_D$ equivalente al volumen cuando la válvula de admisión cierra completamente.

$$V_{D_{real}} = \frac{\pi\, D_p^2}{4} \times c' = \frac{\pi (0.0911)^2}{4} \times (0.092 - 0.0353) = 3.696 \times 10^{-4}\ m^3$$

Cálculo de la relación de compresión real:

$$r_{c_{real}} = \frac{3.696 \times 10^{-4} + 1 \times 10^{-4}}{1 \times 10^{-4}} \qquad r_{c_{real}} = 4.7$$

**PROBLEMA Nº 8:**

Considerando los ciclos de trabajo de motores 4T y 2T indicar aproximadamente en un diagrama p-φ el ángulo de giro del cigüeñal donde ocurren los siguientes eventos: apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape, así como de las lumbreras de admisión y escape, comienzo y fin del proceso de combustión y posición de presión máxima en el cilindro.

SOLUCION:

A partir de los diagramas reales de distribución de motores 4T y 2T se obtiene la siguiente información:

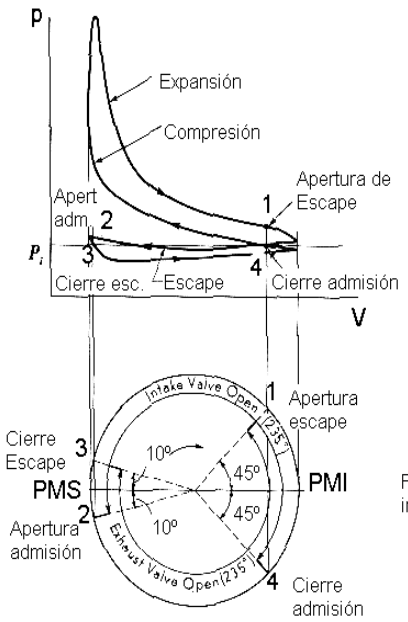



Diagrama de distribución de
un motor de 4T

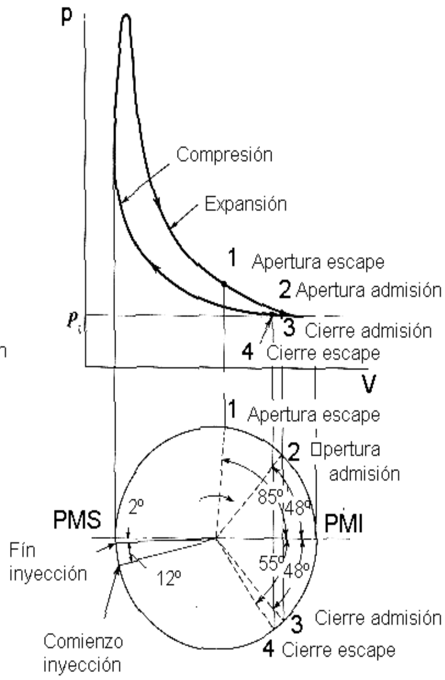
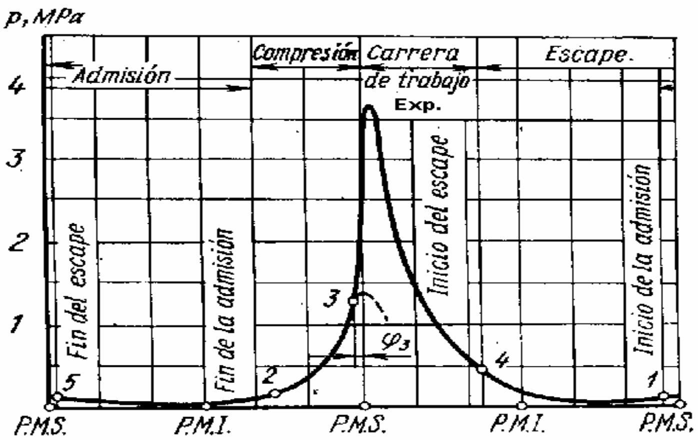



Diagrama de distribución de
un motor de 2T

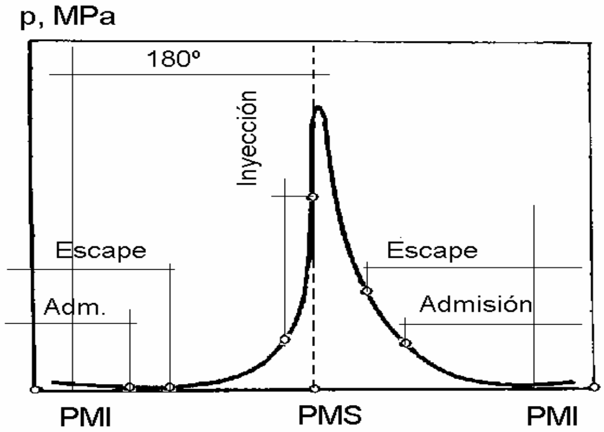
AAA=10° APMS
ARA=45° APMS
AAE=45° APMS
ARE=15° APMS
Salto de chispa 15° APMS

AAA=48° APMI
ACA=48° APMI
AAE=85° APMI
ACE=48° APMI
Inicio Iny = 12° APMS
Fin Iny = 2° DPMS

Motor 4T



Motor 2T




**PROBLEMA Nº 9:**

La potencia efectiva por unidad de área del pistón, $\dot{W}_e / A_p$, es una medida indicativa del buen aprovechamiento del área disponible del pistón independiente de su tamaño.

Derivar una expresión de $\dot{W}_e / A_p$ en términos de la pme y u para motores 4T y 2T.

SOLUCION:

$$\dot{W}_e = \text{pme i } V_D \frac{n}{30\ j} \qquad (1)$$

$$u = \frac{c\ n}{30} \qquad (2)$$

$$V_D = \frac{\pi D_P^2}{4} \times c = A_p\ c \qquad (3)$$

Sustituyendo respectivamente (3) y (2) en (1) se obtiene:

$$\dot{W}_e = \text{pme } A_P\ c \frac{n\ i}{30\ j} = \text{pme } A_P\ u \frac{i}{j}$$

$$\therefore \quad \frac{\dot{W}_e}{A_P} = \text{pme u } \frac{i}{j};\ \text{ o sea } \frac{\dot{W}_e}{A_P}\ \alpha\ \text{pme} \times u$$

$$j = 4 \text{ para 4T} \qquad \frac{\dot{W}_e}{A_P} = \frac{\text{pme u i}}{4} \blacktriangleleft$$

$$j = 2 \text{ para 2T} \qquad \frac{\dot{W}_e}{A_P} = \frac{\text{pme u i}}{2} \blacktriangleleft$$

**PROBLEMA Nº 10:**
En un motor funcionando en unas determinadas condiciones, el calor disipado por el circuito de refrigeración es un 25% del poder calorífico del combustible. De estas pérdidas, el 40% se producen durante los procesos de compresión, combustión y expansión. En estas condiciones el motor tiene una eficiencia efectiva de 28%. Suponiendo que el motor es adiabático para que no transmita calor al refrigerante, estimar cuál sería el nuevo rendimiento del motor.

SOLUCION:

Durante los procesos de compresión, combustión y expansión el calor transmitido al refrigerante es:

$$0.40 \times 25\% = 10\%$$

es decir, un 10% de poder calorífico del combustible.
Durante el escape se perderá el resto de este 25%, es decir:

$$25\% - 10\% = 15\%$$

Si se hace un balance energético del motor se tiene que como el calor disipado al refrigerante es un 25% y la potencia efectiva es el 28%, el calor perdido por otros conceptos como combustión incompleta, energía perdida en el escape, etc., es:

$$100\% - (25\% + 28\%) = 47\%$$

En el supuesto de que no se transmitiese el 25% al refrigerante, el 15% calculado anteriormente que se transmite al refrigerante durante la carrera de escape ya no es recuperable; mientras que, una parte (a) del 10% restante se utilizará para incrementar la temperatura de los gases de escape, es decir las pérdidas de escape, la otra parte (b) se utiliza para aumentar la eficiencia suponiendo que se reparte proporcionalmente al 47% y al 28% según el balance térmico del motor, a saber:

$$a + b = 10$$

$$\frac{a}{47} = \frac{b}{28}$$

Resolviendo:

$$a = 6.3\,\% \left(\text{a aumentar } \eta\right)$$
$$b = 3.7\,\% \left(\text{a los gases}\right)$$

En consecuencia la nueva eficiencia del motor pasará a ser:

$$28\% + 3.8\% = 31.8\%$$

Siendo el calor perdido por el escape:

$$47\% + 15\% + 6.2\% = 68.2\%$$

**PROBLEMA Nº 11:**
Determine la variación de presión durante la combustión usando la Ley de Wiebe como modelo de fracción de masa quemada. Utilice la siguiente información sobre el motor: $V_D$ = 612 cc, Vcc = 82 cc, c = 11.5 cm, Dp = 8.3 cm, l = 25.4 cm, a' = 5.7 cm, j = 4 y AN. Desarrolle la solución del problema indicando los pasos mas importantes. Suponga que el proceso de combustión inicia 15° APMS y termina 25° DPMS y con un $n_{comb}$ = 1.2.

SOLUCIÓN:

Ley de Wiebe

$$X_b = 1 - \exp\left[ -a\left(\frac{\varphi - \varphi_o}{\Delta\varphi}\right)^{m+1} \right]$$

donde a = 5, m = 2, φo = ángulo inicio, Δφ = duración de la combustión. El ángulo φ debe variarse a fin de conseguir los valores de $X_b$.

Relación entre $X_b$ y p

$$X_b = \frac{p^{1/n}V - p_o^{1/n}V_o}{p_f^{1/n}V_f - p_o^{1/n}V_o}$$

Los valores de p y V iniciales y finales deben suponerse con algún criterio (usando relaciones isentrópicas o valores reales) Se trata de hallar teóricamente la variación de p en función del ángulo de giro.

Cálculo del volumen instantáneo

$$\frac{V}{V_{cc}} = 1 + \frac{1}{2}\left[R + 1 - \cos\varphi - (R^2 - (\mathrm{sen}\varphi)^2)^{1/2}\right]$$

La variación en grados de giro del cigüeñal usada para calcular $X_b$ debe ser la misma para el cálculo de V.

**PROBLEMA Nº 12:**
Usando información y resultados del problema 11 plantee el procedimiento de cálculo para la variación de la temperatura de los gases, Tg, durante la combustión.

SOLUCION:

Ecuación de gases ideales

$$pV = mR_aT \quad \Rightarrow \quad p(\varphi)V(\varphi) = mR_a \bar{T}_g(\varphi)$$

Masa total que llena el cilindro

$$m = \rho_o V_D = const.$$

$$\bar{T}_g(\varphi) = \frac{p(\varphi)V(\varphi)}{mR_a}$$

donde p y V son resultados del problema 11

**PROBLEMA Nº 13:**
Usando las datos y resultados de los problemas 11 y 12 determine la cantidad de calor transferido (W) en el motor suponiendo que el modelo de transferencia de calor dominante es por convección. Utilice la relación empírica de Woschni para el cálculo del coeficiente de película, hc, y considere una temperatura de pared constante durante el proceso de 315° C. Plantee la solución teórica del problema indicando las suposiciones mas importantes.

SOLUCION:

Transferencia de calor por convección

$$\dot{Q} = \bar{h}_c A(\bar{T}_g - T_p)$$

Es necesario evaluarla en función del ángulo de giro. Tg es resultado del problema 12.

Relación de Woschni

$$\bar{h}_c = cD_p^{m-1} p^m T^{0.75-1.62m} W^m$$

Donde: Dp = m, p = kPa, T = K y W = m/s → hc = W/($m^2$ K)

Velocidad promedio del gas en el cilindro

$$W = C_1 Vmp + C_2 \frac{V_D T_{ref}}{p_{ref} V_{ref}} (p_{c.comb} - p_{s.comb})$$

Velocidad media del pistón

$$Vmp = \frac{cn}{30}$$ , donde c = m y n = rpm → Vmp = m/s

| Fase | $C_1$ | $C_2$ |
|---|---|---|
| Admisión y Escape | 6.18 | 0 |
| Compresión | 2.28 | 0 |
| Combustión y Expansión | 2.28 | $3.24 \times 10^{-3}$ |

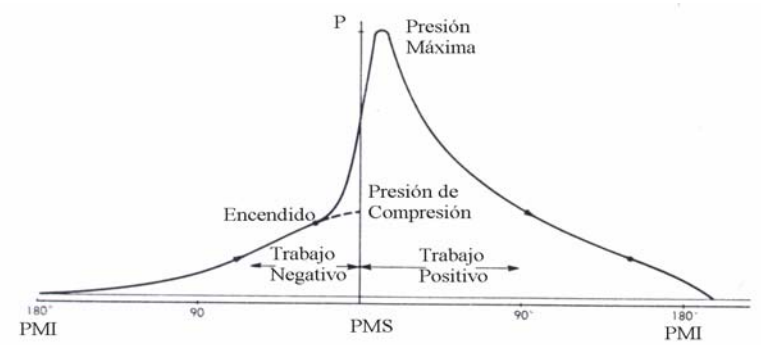
Las condiciones de referencia se toman en un punto conocido; ej. : inicio de la admisión o final de compresión. Se requiere de datos de presión con y sin combustión medidos en el cilindro del motor.

Area de transferencia de calor

$$A = A_{CC} + A_p + \frac{\pi D_p c}{2}\left[R + 1 - \cos\varphi - (R^2 - (sen\varphi)^2)^{1/2}\right]$$

**PROBLEMAS PROPUESTOS:**

**PROBLEMA N° 1:**
Utilizando la gráfica p-φ anexa determine aproximadamente el grado de crecimiento de la presión en función del tiempo ($\Delta P/\Delta t$) para varias posiciones. Observe como en el punto de máxima presión la pendiente de la curva de presión cambia de signo cuando esta pasa por el valor de cero.

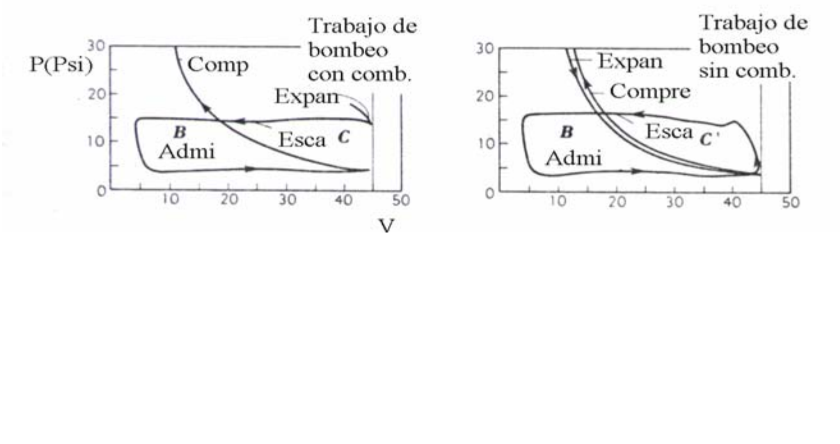



**PROBLEMA N° 2:**
Un MECH tiene las siguientes dimensiones: i = 4, j = 4, Dp = 93 mm, c = 95.3 mm, R = 3 y rc = 9. Suponiendo que el cambio de presión en el cilindro del motor en función del ángulo corresponde al mostrado en la figura del problema 1. Determine el diagrama p-V de este motor usando la siguiente expresión . $\frac{V}{V_{cc}} = 1 + \frac{1}{2}\left[R + 1 - \cos\varphi - (R^2 - (\text{sen}\varphi)^2)^{1/2}\right]$

**PROBLEMA N° 3:**
Usando información sobre el diagrama p-V del problema N° 2:

a) Representar el diagrama $\log p - \log V$.
b) Calcular el exponente politrópico de la compresión y expansión. Durante compresión y expansión se cumple la relación entre $pV^n = c$

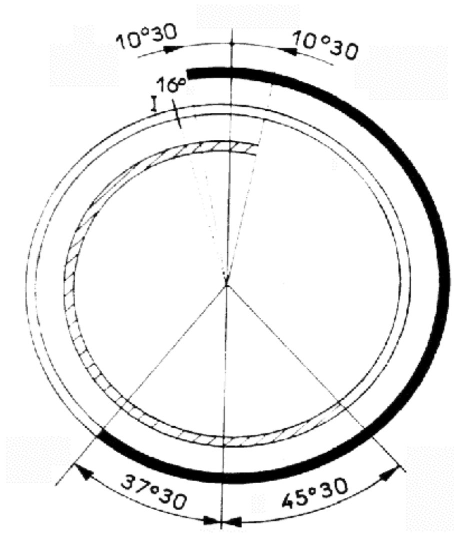
**PROBLEMA N° 4:**
Explique por que el área de bombeo de la izquierda es igual al área de bombeo de la derecha. A que se debe que el trabajo de compresión sea mayor que el de expansión cuando no hay combustión.



**PROBLEMA N° 5:**
La figura muestra el diagrama de intercambio de gases correspondiente a un motor de encendido por chispa 4T.

Se desea determinar:

a) Duración de cada fase del ciclo (°).
b) Duración del traslapo de válvulas (°).
c) Relación de compresión real si el motor tiene: Dp = 9.11cm, c = 9.2cm, Vcc = 0.01cm$^3$




**PROBLEMA Nº 6:**
Si en un motor de combustión interna se tiene un flujo de calor promedio de 0.2 MW/m$^2$ en una zona donde el acero al carbón tiene un espesor de 1 cm, se conoce que la temperatura del refrigerante es 85 ºC y se estima un coeficiente de transferencia de calor en el lado del refrigerante de 7500 W/m$^2$K. Determine el valor de las temperaturas superficiales de la cámara de combustión y en el lado interno de la pared para la zona en estudio.

**PROBLEMA Nº 7:**
Determine la potencia al freno, la potencia total por fricción, la presión media total por fricción, y la presión media por bombeo para un MECH 4T con $V_D$ = 0.496x10$^{-3}$ m$^3$ operando a 1800 rpm con un par efectivo de 32 N.m, una presión media indicada total de 933 kPa y una presión media indicada de 922 kPa.

**PROBLEMA Nº 8:**
Dada la siguiente expresión: pmf = 75 + 0.048 n + 0.4u$^2$ correspondiente a la fórmula para calcular las pérdidas por fricción en un MEC, estimar en función de las rpm el efecto de la fricción metal a metal, efecto de fricción hidrodinámico y efecto de fricción debida a turbulencia. Asuma lo que considere adecuado.

**PROBLEMA Nº 9:**
Determinar la cantidad de calor introducida en un motor Diesel de 6 cilindros y cuatro tiempos si la presión media efectiva es de 680 kPa, la relación de compresión es de 16.5, el volumen de la cámara de combustión es de 12x10$^{-5}$ m$^3$ la velocidad angular de rotación del cigüeñal es de 220 rad/s, el poder calorífico inferior del combustible es de 44000 kJ/kg y el consumo específico efectivo de combustible es 250 g/(KW h).

**PROBLEMA Nº 10:**
Un motor Diesel de 8 cilindros y 4T, desarrolla una potencia efectiva de 176 KW consumiendo combustible con Hi = 42600 KJ/Kg y con un $\eta_e = 38\%$.
Se desea determinar:

a) Porcentaje de calor transformado en trabajo útil.
b) Pérdidas de calor extraído por el refrigerante.
c) Pérdidas de calor arrastrado por los gases de escape.

Utilice la siguiente información:
$\dot{m}_{REF} = 2\ kg/s,\ \Delta T = T_{e_{REF}} - T_{s_{REF}} = 10^o C,$ volumen de gases por kilogramo de combustible = 16.4 m$^3$/Kg, volumen de aire por kilogramo de combustible = 15.5 m$^3$/Kg, Tg = 550 C, Cpg = 1.44 KJ/m$^3$K y Cpa = 1.3 KJ/m$^3$K.

**PROBLEMA Nº 11:**
Determinar el consumo de combustible y de agua refrigerante para un MEC, 4T y 4 cilindros, si la $pme = 600\ kPa,\ D_P = 0.135\ m,\ c = 0.16\ m,$
$u = 9.6\ m/s,\quad H_i = 42300\ kJ/kg,\quad \eta_e = 34\%,\quad \dot{Q}_{REF} = 42\ kW,$ y
$\Delta T = 10^o C\left(T_{entrada} - T_{salida\ del\ motor}\right).$

**PROBLEMA Nº 12:**
Un MEC, 4 cilindros, 4T desarrolla una $\dot{W}_e = 40\ kW,$ trabajando con un combustible cuyo $H_i = 42000\ kJ/kg,$ siendo la $\eta_e = 35\%.$ Determinar

en kW la distribución de energía en el balance térmico, si $Q_{REF} = 26\%, Q_G = 30\%, Q_{CI} = 5\%.$

**PROBLEMA Nº 13:**

Un MECH, 6 cilindros, 4T desarrolla una $\dot{W}_e = 50.7 \text{ kW}$ siendo la $\eta_e = 26\%$ cuando trabaja con un combustible cuyo $H_i = 44000 \text{ kJ/kg}.$

Si la cantidad de calor $\dot{Q}_{REF} = 62 \text{ kW}$ siendo su $\Delta T = 12^o \text{C}.$

Calcular:

a) El consumo específico efectivo de combustible.
b) El consumo de agua refrigerante.

**PROBLEMA Nº 14:**

Usando la relación Nu = C(Re)$^m$ y considerando las siguientes proporcionalidades para la dependencia de las propiedades del fluido de la temperatura: k $\alpha$ T$^{0.75}$ , $\mu$ $\alpha$ T$^{0.62}$ , p = $\rho$RT. Tomando como longitud característica el Dp. Derive una expresión para el cálculo de hc.

**PROBLEMA Nº 15:**

Determine el cambio de p en función del ángulo de giro del cigüeñal durante el proceso de compresión a partir de la relación isentrópica pV$^K$ = c. Suponga que las condiciones iniciales del proceso corresponden a 100 kPa y 300 K. Para los siguientes cálculos utilice la relación entre el volumen y su correspondiente ángulo:

$$\frac{V}{V_{cc}} = 1 + \frac{1}{2}\left[R + 1 - \cos\varphi - (R^2 - (\text{sen}\varphi)^2)^{1/2}\right]$$ , donde R = 3.5 y rc = 8.5.

**PROBLEMA Nº 15:**

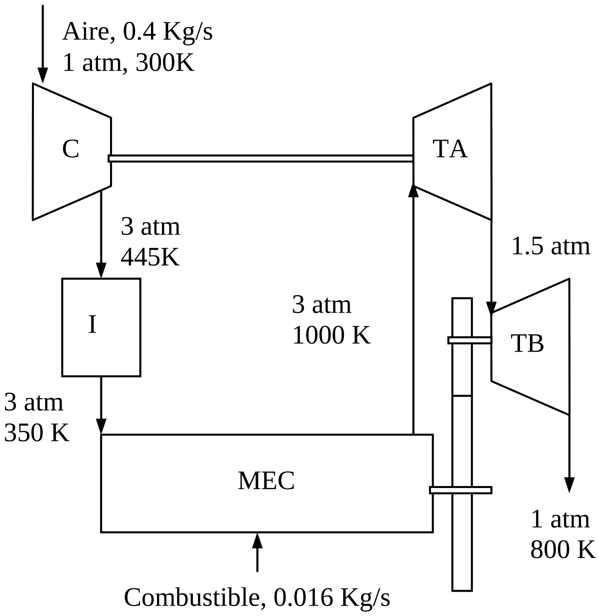
Utilice el siguiente modelo $\frac{dm_b}{d\varphi} = \frac{1}{2}\left[1 - \cos\pi\left(\frac{\varphi - \varphi_o}{\Delta\varphi}\right)\right]$ para mostrar el perfil de fracción de masa quemada indicando sus características mas importantes. Establezca el ángulo de inicio del proceso, la duración del proceso y use un incremento de ángulo que le permita observar cuando se halla quemado (5, 10, 50, 75 y 100)% de la mezcla.

**PROBLEMA Nº 16:**

El diagrama muestra el esquema del sistema de un MEC TA con baja perdida de calor. El motor y el sistema de escape están aislados con cerámica para reducir la perdida de calor a un mínimo. Aire fluye establemente a razón de 0.4 Kg/s y condiciones atmosféricas a la entrada del compresor C y sale a 445 K y 3 atm. El aire es enfriado en un interenfriador I hasta 350 K. El calor específico del aire es 1 kJ/Kg K. En el MEC se tiene un flujo de combustible de 0.016 Kg/s (42.5 MJ/Kg) y una perdida de calor a través de las paredes de cerámica de 60 kW. Los ge salen del MCIA a 1000 K y 3 atm, y entran a la turbina TA, la cual esta mecánicamente acoplada al compresor. La turbina TA descarga los ge a 1.5 atm hacia una turbina TB, la cual esta acoplada mecánicamente al eje del MCIA, y los ge se expulsan a la atmósfera a 800 K. El calor específico de los gases de escape es 1.1 kJ/Kg K.

Determine:

1. La potencia indicada para el motor reciprocante. Si la eficiencia mecánica es del 90% que potencia se obtiene en el eje del motor.
2. La distribución del calor en porcentaje para todo el sistema turboalimentado.



# CAPITULO 4. ENSAYO DE MOTORES

## RESUMEN DE FORMULAS

Densidad $\rho = \dfrac{m}{V}$

Ecuación de gases ideales $pV = mRT$

Gravedad específica $GE = \dfrac{\rho}{\rho_{H_2O}}$

Consumo másico de aire (teórico) $\dot{m}_{a\ \text{teórica}} = \rho\ i\ V_D\ \dfrac{n}{30\ j}$

Rendimiento volumétrico $\eta_V = \dfrac{\dot{m}_{areal}}{\dot{m}_{ateorica}}$

Consumo másico de aire (real) $\dot{m}_{a\ real} = \dot{m}_{ateorico}\ \eta_V$

Consumo volumétrico de combustible $\dot{V}_c = \dfrac{V_c}{t}$

Consumo másico de combustible $\dot{m}_c = \rho_c \dot{V}_c$

Relación combustible-aire $\dfrac{F}{A} = \dfrac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c}$

Relación combustible-aire relativa $\phi = \dfrac{\frac{F}{A}}{\left(\frac{F}{A}\right)_e}$

Potencia efectiva $\dot{W}_e = \dfrac{M_e\ n}{\text{const.}}$

Presión media efectiva $pme = \dfrac{\dot{W}_e}{iV_D n / 30 j}$

Presión media por fricción $pmf = \dfrac{\dot{W}_f}{iV_D n / 30 j}$; $pmf = A + Bu + Cu^2$

Potencia indicada $\dot{W}_i = \dot{W}_e + \dot{W}_f$

Rendimiento mecánico $\eta_m = \dfrac{\dot{W}_e}{\dot{W}_i}$

Rendimiento efectivo $\eta_e = \dfrac{\dot{W}_e}{\dot{m}_c Hi}$

Consumo específico efectivo de combustible $g_e = \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_e}$

Consumo específico indicado de combustible $g_i = \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_i}$

Rendimiento indicado $\eta_i = \frac{\dot{W}_i}{\dot{m}_c Hi}$

Factor corrección del rendimiento volumétrico $FC' = \left(\frac{T_{Normalizada}}{T_{Medida}}\right)^{1/2}$

Rendimiento volumétrico normalizado $\eta_{V,N} = FC'\,\eta_{V,M}$

Factor de corrección de potencia $FC = \frac{p_N}{(p_M - p_{v,M})}\left(\frac{T_M}{T_N}\right)^{1/2}$

Potencia indicada normalizada $\dot{W}_{i,N} = FC\,(\dot{W}_{i,M})$

## PROBLEMAS RESUELTOS

**PROBLEMA Nº 1:**

Las siguientes dimensiones corresponden a las de un MECH de A.N.: $j = 4, i = 4, D_P = 87.5\ \text{mm}, c = 92\ \text{mm}$ y $r_c = 8.9$. El motor fue sometido a una prueba de frenado a plena carga (100% AM) midiéndose una $\left(\dot{W}_e\right)_{máx} = 65\ \text{kW}$ y un $\dot{m}_{a_{REAL}} = 120\ \text{g/s}$. a 5000 rpm.

Determinar:

a) $\eta_v$ del motor.

b) Par desarrollado por el motor.

SOLUCION:

a) La expresión que define la $\eta_v$ es:

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_{a\ real}}{\dot{m}_{a\ teórica}}$$

Para la $\dot{m}_{a\ teórica}$ se tiene:

$$\dot{m}_{a\ teórica} = \rho\ i\ V_D\ \frac{n}{30\ j};$$

Para A.N.: $\begin{cases} p = 100\ \text{kPa} \\ T = 298\ \text{C} \end{cases}$ por lo tanto:

$$\rho = \frac{p}{R\ T} = \frac{100}{0.287 \times 298} = 1.169\ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$V_D = \frac{\pi\ D_P^2}{4} \times c = \frac{\pi\left(87.5 \times 10^{-3}\right)^2}{4} \times 92 \times 10^{-3} = 0.0005532\ \text{m}^3$$

Cálculo de $\dot{m}_{a_T}$ y $\eta_v$:

$$\dot{m}_{a_T} = 1.169 \times 0.0005532 \times 4 \times \frac{5000}{30 \times 4} = 0.1078\ \frac{\text{kg}}{\text{s}};\ \left(107.8\frac{\text{g}}{\text{s}}\right)$$

$$\therefore \eta_v = \frac{107.8}{120} \qquad \eta_v = 0.898;\ (89.8\%)$$

b) Cálculo del par desarrollado por el motor:

$$\dot{W}_e = \frac{M_e\ n\ \pi}{30 \times 1000} \quad \therefore \quad M_e = \frac{3000}{\pi\ n} \times \dot{W}_e$$

$$M_e = \frac{30000}{\pi \times 5000} \times 65 \qquad M_e = 124.14\ \text{N} \cdot \text{m}$$

**PROBLEMA Nº 2:**

Se desea calcular el valor del $\eta_m$ de un MECH, trabajando a unas ciertas rpm. El motor es sometido a un ensayo a plena carga utilizando un freno eléctrico cuyo brazo es de 53 cm. El ensayo fue llevado hasta 3300 rpm midiéndose en ese instante en la balanza del dinamómetro una fuerza de 363.8 N.

En paralelo se realizó un ensayo al mismo motor pero sin combustión (motor arrastrado) fue realizado hasta 3300 rpm, tratando de mantener condiciones similares a las de la prueba anterior de $T_{refrigerante}$, $T_{aceite}$ y posición de la mariposa de gases. El valor de fuerza indicado por la balanza mostró en este caso un valor de 134.8 N. Usando esta información calcular el valor del $\eta_m$ del motor a 3300 rpm.

SOLUCION:

De la expresión de $\eta_m$ se tiene:

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_i} = \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_e + \dot{W}_f}$$

$$\dot{W}_e = \frac{\pi\, M_e\, n}{30000} = \frac{\pi(363.8 \times 0.53) \times 3300}{30000} = 66.6\ \text{kW}$$

$$\dot{W}_f = \frac{\pi(134.8 \times 0.53) \times 3300}{30000} = 24.70\ \text{kW}$$

$$\therefore \quad \eta_m = \frac{66.6}{66.6 + 24.70} \qquad\qquad \eta_m = 0.729\ (72.9\%) ◄$$

**PROBLEMA Nº 3:**

Un MEC, 2T, turbocargado con enfriamiento posterior y cámara de combustión de baja turbulencia tiene las siguientes dimensiones: $i = 6$, $i \cdot V_D = 14\ \text{dm}^3$, $c = 152\ \text{mm}$, $D_P = 140\ \text{mm}$. El motor fue sometido a un ensayo de frenado determinándose los datos efectivos que se muestran en la tabla 1 en función de las rpm.

Tabla 1. Valores obtenidos en ensayo de frenado

| n rpm. | $\dot{W}_e$ kW | $\dot{V}_{aire}$ $\text{dm}^3/\text{s}$ | $\frac{A}{F}$ |
|---|---|---|---|
| 1000 | 150 | 100 | 20 |
| 1200 | 220 | 200 | 22 |
| 1400 | 280 | 300 | 24 |
| 1600 | 320 | 400 | 26 |
| 1800 | 350 | 500 | 28 |
| 2000 | 350 | 600 | 30 |

El ensayo fue realizado en un lugar con p y T normalizadas, trabajando el compresor con una $r_p = 3$ constante durante la prueba y usando combustible con Hi = 42.5 MJ/Kg.

A partir de la información dada:

a) Determine el comportamiento de los siguientes parámetros:

(pme, $g_e$, $\eta_e$, $\eta_v$, $\eta_m$) vs rpm.

b) Determine el comportamiento de $\phi$ vs rpm

Nota: se recomienda hacer un cálculo muestra a unas rpm dadas y luego tabular el resto de la información.

SOLUCION:

a) Cálculo muestra a 1000 rpm:

✓ $\dot{W}_e = \text{pme}\, i \cdot V_D \, \dfrac{n}{30\, j} = \text{pme}\, i \cdot V_D \, \dfrac{n}{30\, j}$

$$\therefore pme = \frac{\dot{W}_e}{i \cdot V_D \dfrac{n}{30\, j}} = \frac{150}{14\times10^{-3}\times\dfrac{1000}{30\times2}} \qquad pme = 642.9\ kPa$$

✓ $g_e = \dfrac{\dot{m}_c}{\dot{W}_e}$; $\dfrac{A}{F} = \dfrac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_c}$; $\dot{m}_c = \dfrac{\dot{m}_{ar}}{A/F}$

Usando la información de $r_{P,\,comp} = 3$ y asumiendo que el intercambiador tiene una $\eta = 100\%$

$$\therefore \quad \rho_{\text{entrada al cilindro}} = \frac{p_{SA}}{R\, T_{SA}} = \frac{300}{0.287\times298} = 3.51\,\frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{m}_c = \frac{\rho\, \dot{V}_{aire}}{A/F} = \frac{3.51\times100\times10^{-3}}{20} = 0.01755\,\frac{kg}{s}$$

$$g_e = \frac{0.01755}{150} = 0.000117\,\frac{kg}{kW\, s} \qquad g_e = 421.2\,\frac{g}{kW\, h}$$

✓ $$\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_c\, H_i} = \frac{150}{0.01755\times42500} \qquad \eta_e = 0.201\,(20.1\%)$$

✓ $\eta_v = \dfrac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{aT}}$; $\dot{m}_{aT} = \rho\, V_D\, i\, \dfrac{n}{30\, j}$

Nota: el valor de $\rho$ debe corresponder al $\rho_{\text{descarga compresor}}$.

$$\therefore \quad \dot{m}_{aT} = 3.51\times14\times10^{-3}\times\frac{1000}{30\times2} = 0.8190\,\frac{kg}{s}$$

$$\eta_v = \frac{0.351}{0.8190} \qquad \eta_v = 0.429\,(42.9\%)$$

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_i} = \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_e + \dot{W}_f}$$

Nota:

- se necesita información del diagrama indicador para calcular la $\dot{W}_i$, ó
- se necesita una expresión para calcular $\dot{W}_f$ (teórica o experimental).

Teóricamente:

$\dot{W}_f = pmf\ V_D\ i\ \dfrac{n}{30\ j}$; donde $pmf = A + B\,u$ siendo A y B f(motor).

Por teoría

$$pmf = 105 + 12\ u;\ \ u = \frac{c\ n}{30}$$

$$pmf = 105 + 12 \times \frac{152 \times 10^{-3} \times 1000}{30} = 165.8\ \text{kPa}$$

$$\dot{W}_f = 165.8 \times 14 \times 10^{-3} \times \frac{1000}{30 \times 4} = 19.34\ \text{kW}$$

✓ $\eta_m = \dfrac{150}{150 + 19.34}$ $\eta_m = 0.886;\ (88.6\%)$ ◄

b) $\phi = \dfrac{(F/A)_{real}}{(F/A)_{Teórico}}$

$(F/A)_{Teórico} = 0.0697$ (valor de proporción entre la cantidad de combustible y de aire en una combustión teórica.)

$\phi = \dfrac{1/20}{0.0697}$ $\phi = 0.717$ ◄

Tabla 2. Resultados obtenidos mediante formulas

| n<br>rpm | pme<br>kPa | ge<br>g/kWh | $\eta_e$ | $\eta_v$ | $\eta_m$ | $\phi$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1000 | 642.9 | 421.2 | 0.201 | 0.429 | 0.886 | 0.717 |
| 1200 | 785.7 | 522.2 | 0.162 | 0.715 | 0.898 | 0.652 |
| 1400 | 857.2 | 564.1 | 0.150 | 0.920 | 0.900 | 0.598 |
| 1600 | 857.2 | 607.5 | 0.139 | 1.070 | 0.894 | 0.552 |
| 1800 | 833.4 | 644.7 | 0.131 | 1.200 | 0.886 | 0.512 |
| 2000 | 750.0 | 722.1 | 0.117 | 1.300 | 0.868 | 0.478 |

**PROBLEMA Nº 4:**

Las curvas mostradas corresponden al mapa de un motor 2T Diesel SA de 4 cilindros con dimensiones: $D_P = 98.4\ \text{mm}$, $c = 114.3\ \text{mm}$, $r_c = 18.$ El compresor trabaja con una relación de presiones máxima de 2.6. Usando la información gráfica dada determinar:

a) $\dot{m}_f = f(\text{rpm})$ para desarrollar una $\dot{W}_e$ constante de 60 kW.

b) $\dot{m}_f = f(\dot{W}_e)$ para mantener el motor girando a 2000 rpm constantes.

c) $\text{pme} = f(\dot{W}_e)$ a 2000 rpm constantes.

d) Si se estima que las pérdidas por fricción en kPa pueden ser calculadas usando la siguiente expresión:

$$\text{pmf} = 75 + 48(\text{rpm}/1000) + 0.4(\text{Vmp})^2$$

Calcular: $\eta_m = f(\dot{W}_e)$ a 2000 rpm constantes.

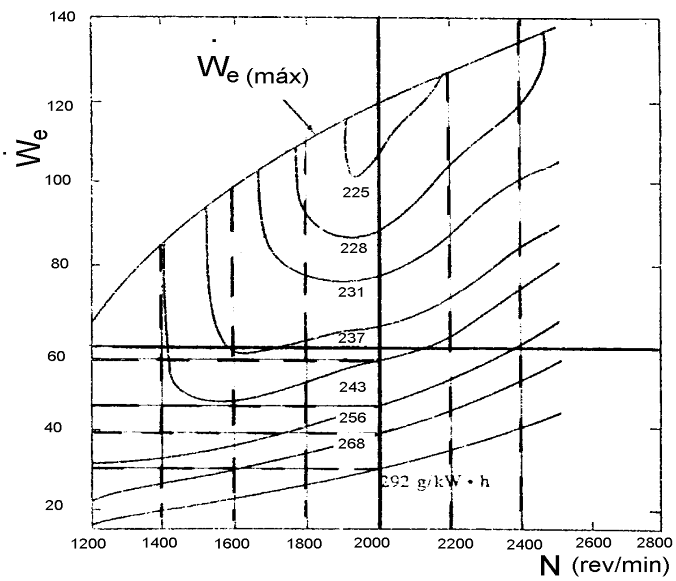



Fig. 1. Mapa del motor diesel

DATOS:

- Nº de cilindros $i = 4$
- Tiempos del motor $j = 2$
- Diámetro del pistón $D_P = 98.4\ \text{mm}$
- Carrera $c = 114.3\ \text{mm}$
- Relación de compresión $r_c = 18.$
- Relación presiones compresor $r_{p_C} = 2.6.$

SOLUCION:

a) $\dot{m}_c = f(rpm)$ para desarrollar $\dot{W}_e = 60\ kW = constante$ para $n = 1400\ rpm$ se tiene que $g_e \cong 244\ g/kW\ h$ siendo $g_e = \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_e}$,

despejando $\dot{m}_c$ se obtiene: $\dot{m}_c = g_e\ \dot{W}_e = 244 \times 60$

$$\dot{m}_c = 14640\ g/h\ (4.07\ g/s).$$

Tabla 3. Resultados con potencia efectiva 60 kW const.

| n<br>rpm | $g_e$<br>g/kW h | $\dot{m}_c$<br>g/s |
|---|---|---|
| 1400 | 244 | 4.07 |
| 1600 | 236.5 | 3.94 |
| 1800 | 239 | 3.98 |
| 2000 | 240 | 4.00 |
| 2200 | 244 | 4.07 |
| 2400 | 250 | 4.27 |

b) $\dot{m}_c = f(\dot{W}_e)$ a 2000 rpm constante.

$n = 2000\ rpm$ por lo tanto: $g_e = 292\ g/kW\ h$ con $\dot{W}_e = 30\ kW$.

Cálculo de $\dot{m}_c$ :

$\dot{m}_c = 292 \times 30$ $\qquad\qquad$ $\dot{m}_c = 8760\ g/h; (2.43\ g/s)$

Tabla 4. Resultados trabajando a 2000 rpm const.

| $g_e$<br>g/kW h | $\dot{W}_e$<br>kW | $\dot{m}_c$<br>g/s |
|---|---|---|
| 292 | 30 | 2.43 |
| 268 | 39.5 | 2.94 |
| 256 | 45 | 3.20 |
| 243 | 58 | 3.92 |
| 237 | 64 | 4.21 |
| 231 | 76 | 4.88 |
| 228 | 86 | 5.45 |
| 225 | 105 | 6.56 |

c) $pme = f\left(\dot{W}_e\right)$ a 2000 rpm constante

$$\dot{W}_e = pme\, i\, V_D\, \frac{n}{30\, j} \text{ despejando pme se tiene, } pme = \frac{\dot{W}_e}{i\, V_D\, \dfrac{n}{30\, j}}$$

$$i\, V_D = \frac{\pi D_P{}^2}{4} \times c \times i = \frac{\pi\left(98.4\times 10^{-3}\right)^2}{4} \times 114.3 \times 10^{-3} \times 4$$

$$i\, V_D = 3.47\times 10^{-3}\ m^3$$

Cálculo de la pme:

$$pme = \frac{30}{3.47\times 10^{-3} \times \dfrac{2000}{30\times 2}} \qquad pme = 258.9\ kPa\ ◄$$

Tabla 5. Resultados trabajando a 2000 rpm const.

| $\dot{W}_e$ (kW) | 30 | 39.5 | 45 | 58 | 64 | 76 | 86 | 105 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| pme (kPa) | 258.9 | 340.8 | 388.3 | 500.5 | 552.2 | 655.8 | 742.0 | 906.0 |

d) $\eta_m = f\,(\dot{W}_e)$ a 2000 rpm constante.

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_e + \dot{W}_f};\ \dot{W}_f = pmf\ i\ V_D\ \frac{n}{30\ j};\ pmf = 75 + \frac{48\, n}{1000} + 0.4\, u^2$$

$u = \dfrac{c\, n}{30}$ por lo que la expresión para pmf queda:

$$pmf = 75 + \frac{48\times 2000}{1000} + 0.4\left(\frac{114.3\times 10^{-3}\times 2000}{30}\right)^2 = 194.2\ kPa.$$

La potencia al freno queda:

$$\dot{W}_f = 194.2\times 3.47\times 10^{-3} \times \frac{2000}{30\times 2} = 22.5\ kW$$

Cálculo de la eficiencia mecánica:

$$\eta_m = \frac{30}{30 + 22.5} \qquad \eta_m = 0.571\,(57.1\%).\ ◄$$

Tabla 6. Resultados trabajando a 2000 rpm const.

| $\dot{W}_e$ (kW) | 30 | 39.5 | 45 | 58 | 64 | 76 | 86 | 105 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\eta_m$ (%) | 57.1 | 63.7 | 66.7 | 72.0 | 74.0 | 77.1 | 79.3 | 82.4 |

**PROBLEMA Nº 5:**
Utilizando la siguiente expresión para el rendimiento efectivo $\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_c\ H_i}$, derivar una expresión donde se muestre la relación:

a) $\text{pme} = f\left(F/A, \eta_v, \eta_e, \rho_{aire}, H_i\right)$

b) $\frac{\dot{W}_e}{A_P} = f\left(\eta_e, \eta_v, \rho_{aire}, u, i, j, F/A\ H_i\right)$

SOLUCION:

a) $\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_c\ H_i} = \frac{\text{pme}\ A_P\ c\, i\, \frac{n}{30\, j}}{\dot{m}_c\ H_i}$ y además $\frac{F}{A} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{a_r}}$

$\dot{m}_{a_T} = \rho_{aire}\ i\ V_D\ \frac{n}{30\, j}$; $\eta_v = \frac{\dot{m}_{a_r}}{\dot{m}_{a_T}}$; $\dot{m}_{a_r} = \eta_v\ \dot{m}_{a_T}$

$\therefore\quad \dot{m}_{a_r} = \eta_v\ \rho\ A_P\ c\, i\, \frac{n}{30\, j}$ y para: $\dot{m}_c = \left(\frac{F}{A}\right)\eta_v\ \rho_{aire}\ A_P\ c\, i\, \frac{n}{30\, j}$

sustituyendo en la ecuación de $\eta_e$, se tiene:

$$\eta_e = \frac{\text{pme}\ \cancel{A_P\ c\, i}\ \frac{n}{30\, j}}{\frac{F}{A}\ \eta_v\ \rho_{aire}\ \cancel{A_P\ c\, i}\ \frac{n}{30\, j}\ H_i} = \frac{\text{pme}}{\frac{F}{A}\ \eta_v\ \rho_{aire}\ H_i}$$

Por lo tanto la pme queda:

$$\text{pme} = \left(\frac{F}{A}\right)\eta_v\ \eta_e\ \rho_{aire}\ H_i$$

b) $\dot{W}_e = \eta_e\ \dot{m}_c\ H_i = \eta_e \left(\frac{F}{A}\right)\eta_v\ \rho_{aire}\ A_P\ c\, i\, \frac{n}{30\, j}\ H_i$

$\frac{\dot{W}_e}{A_P} = \left(\frac{F}{A}\right)\eta_e\ \eta_v\ \rho_{aire}\ H_i\ c\, i\, \frac{n}{30\, j}$; $\quad u = \frac{c\, n}{30}$

$$\frac{\dot{W}_e}{A_P} = \left(\frac{F}{A}\right)\eta_e\ \eta_v\ \rho_{aire}\ H_i\ \frac{u\, i}{j}$$

$$\frac{\dot{W}_e}{A_P} = \text{pme}\ \frac{u\, i}{j}$$

**PROBLEMA N° 6:**

Los siguientes datos corresponden a un ensayo bajo condiciones de A.N a rpm constante realizado a un MECH 4T de tamaño 2.0 dm$^3$. El ensayo fue hecho a 3000 rpm con un combustible cuyo Hi = 44.0 MJ/Kg. El brazo del freno utilizado es 1 m.

Tabla 7. Datos efectivos obtenidos a 3000 rpm const.

| F (N) | 15.9 | 31.8 | 47.8 | 63.7 | 79.6 | 95.5 | 111.4 | 127.4 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $g_e$ (g/kW h) | 615 | 370 | 320 | 305 | 280 | 290 | 310 | 335 |

Determinar:

a) $M_e$, pme, $\dot{W}_e$, $\eta_e$

b) $\eta_v$ correspondiente a la máxima potencia si el valor de F/A = 0.083.

c) $\eta_m$ si se sabe que las pérdidas mecánicas pueden ser evaluadas mediante la siguiente relación: $\text{pmf} = 30 + 0.020\,\text{n}$

DATOS:

- MECH
- Cilindrada $\quad \text{i}\,V_D = 2\ \text{dm}^3$
- Tiempos del motor $\quad \text{j} = 4$
- Velocidad del motor $\quad \text{n} = 3000$ rpm.
- Brazo del freno $\quad \text{b} = 1$ m.

SOLUCION:

a) Cálculo del par efectivo:

$M_e = F \times b = 15.92 \times 1$ $\qquad M_e = 15.92$ Nm ◄

Cálculo de la potencia efectiva:

$$\dot{W}_e = \frac{2\,\pi\,M_e\,n}{1000 \times 60} = \text{pme}\,V_D\,\text{i}\,\frac{n}{30\,j}$$

$$\dot{W}_e = \frac{2\,\pi \times 15.92 \times 3000}{1000 \times} \qquad \dot{W}_e = 5.0\ \text{kW}$$ ◄

De la expresión: $\dot{W}_e = \text{pme}\,\text{i}\,V_D\,\frac{n}{30\,j}$; se despeja: $\text{pme} = \dfrac{\dot{W}_e}{\text{i}\,V_D\,\dfrac{n}{30\,j}}$

Cálculo de la presión media efectiva:

$$\text{pme} = \frac{5.0}{2 \times 10^{-3}\,\dfrac{3000}{30 \times 4}} \qquad \text{pme} = 100\ \text{kPa.}$$ ◄

Cálculo de la eficiencia efectiva:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_c\ H_i};\ g_e = \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_e};\ \text{despejando}\ \dot{m}_c = \dot{W}_e\ g_e$$

$$\dot{m}_c = 5.0 \times 615 = 3075\ g/h;\ \left(8.542 \times 10^{-4}\ kg/s\right).$$

$$\eta_e = \frac{5.0}{8.542 \times 10^{-4} \times 44000} \qquad \eta_e = 0.133;\ (13.3\%)$$

Tabla 8. Resultados obtenidos a 3000 rpm const.

| F (N) | $M_e$ (Nm) | pme (Kpa) | $\dot{W}_e$ (kW) | $\eta_e$ (%) |
|---|---|---|---|---|
| 15.92 | 15.92 | 100 | 5.0 | 13.3 |
| 31.84 | 31.84 | 200 | 10.0 | 22.1 |
| 47.76 | 47.76 | 300 | 15.0 | 25.6 |
| 63.68 | 63.68 | 400 | 20.0 | 26.8 |
| 79.60 | 79.60 | 500 | 25.0 | 29.2 |
| 95.52 | 95.52 | 600 | 30.0 | 28.2 |
| 111.44 | 111.44 | 700 | 35.0 | 26.4 |
| 127.36 | 127.36 | 800 | 40.0 | 24.4 |

b) De la expresión de $\eta_v$ se tiene:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{a_r}}{\dot{m}_{a_T}}$$

De donde:

$$\dot{m}_{a_T} = \rho\ i\ V_D\ \frac{n}{30\ j};\ \rho = \frac{p}{R\ T} = \frac{100}{0.287 \times 298} = 1.169\ \frac{kg}{m^3}$$

El flujo másico de aire teórico queda:

$$\dot{m}_{a_T} = 1.169 \times 2 \times 10^{-3} \times \frac{3000}{30 \times 4} = 5.846 \times 10^{-2}\ \frac{kg}{s}$$

de la expresión: $\frac{F}{A} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{a_R}}$

se despeja: $\dot{m}_{a_R} = \frac{3.72 \times 10^{-3}}{0.083} = 4.484 \times 10^{-2}\ \frac{kg}{s}$

Por lo tanto $\eta_v$ queda:

$$\eta_v = \frac{4.484 \times 10^{-2}}{5846 \times 10^{-2}} \qquad \eta_v = 0.767;\ (76.7\%)$$

c) De la expresión de $\eta_m$ se tiene:

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_i} = \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_e + \dot{W}_f}; \text{ y además } \dot{W}_f = \text{pmf } i\, V_D \frac{n}{30\, j}$$

De donde: $\text{pmf} = 30 + 0.02 \times 3000 = 90\ \text{kPa}$

Por lo tanto: $\dot{W}_f = 902 \times 10^{-3} \times \dfrac{3000}{30 \times 4} = 4.5\ \text{kW}$

Cálculo de la $\eta_m$:

$$\eta_m = \frac{5.0}{5.0 + 4.5} \qquad \eta_m = 0.526\ (52.6\ \%)$$

Tabla 9. Resultados obtenidos a 3000 rpm const.

| F (N) | 15.9 | 31.8 | 47.8 | 63.7 | 79.6 | 95.5 | 111.4 | 127.4 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\eta_m$ (%) | 52.6 | 69.0 | 77.0 | 81.6 | 84.70 | 87.0 | 88.6 | 89.0 |

**PROBLEMA Nº 7:**

La siguiente tabla contiene valores medidos en un ensayo de frenado usando un MECH que consume combustible cuya $\rho$ = 721 Kg/m$^3$, el motor tiene $i = 6, J = 4, r_c = 8.2,\ i\,V_D = 170\ \text{plg}^3$ El ensayo se realizó en un sitio con p y T de 86 kPa y 20 ºC respectivamente. Durante los ensayos se usó por facilidad un volumen constante de combustible de 5 cc para hacer las mediciones de consumo de combustible. La ecuación del orificio utilizada para evaluar el consumo de aire real es la siguiente:

$$\dot{m}_{ar} = -0.0282\Delta P^4 + 0.6898\Delta P^3 - 7.0223\Delta P^2 + 42.289\Delta P + 7.3235,$$

donde: $(\dot{m}_{ar}\ \text{en kg/h};\ \ \Delta p\ \text{en inH}_2\text{O})$

Tabla 10. Mediciones experimentales

| n (rpm) | $M_e$ (N-m) | t (s) | $\Delta p$ (in $H_2O$) |
|---|---|---|---|
| 1500 | 134.7 | 3.4 | 2.7 |
| 2000 | 128.2 | 2.8 | 4.1 |
| 2500 | 115.0 | 2.3 | 6.1 |
| 3000 | 108.4 | 2.4 | 6.5 |
| 3500 | 95.3 | 2.7 | 7.6 |

A 2500 rpm determine el valor de los siguientes parámetros: $\eta_v$, $W_e$, $g_e$, $\eta_e$ y $\phi$.

Cálculo del flujo másico de aire teórico:

$$\dot{m}_{a_T} = \rho\, V_D\; 2\, n\, i / J = \frac{86}{0.287 \times 293} \times 2785.8E-6 \times 2 \times \frac{2500}{60 \times 4}$$

$$\dot{m}_{a_T} = 0.0594\, \frac{kg}{s} = 213.7\, \frac{kg}{h}$$

Cálculo del flujo másico de aire real:

$$\dot{m}_{ar} = 121.51\, \frac{kg}{h} \quad ;\ \text{(usando la ec. del orificio)}$$

Cálculo de $\eta_v$:

$$\eta_v = \frac{m_{areal}}{m_{ateorica}} = \frac{121.51}{213.7} \qquad \eta_v = 56.9\ \% \blacktriangleleft$$

Cálculo de la potencia efectiva:

$$W_e = \frac{Men}{const} = \frac{2\,\pi \times 115 \times 2500}{60 \times 1000} = \frac{115 \times 2500}{9549.3} \qquad \dot{W}_e = 30.11\, kW. \blacktriangleleft$$

Cálculo del flujo másico de combustible:

$$\dot{m}_c = \rho \dot{V} c = 721\, \frac{kg}{m^3}\, \frac{5E-6}{2.3} \qquad \dot{m}_C = 0.001567 Kg/s \blacktriangleleft$$

Cálculo del consumo específico de combustible:

$$g_e = \frac{\dot{m}_C}{\dot{W}_e} = \frac{0.001567}{30.11} \qquad g_e = 187.4\, \frac{g}{h\, kW} \blacktriangleleft$$

Cálculo de la eficiencia efectiva:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_C\, Hi} = \frac{30.11}{0.001567 \times 44000} \qquad \eta_e = 0.437\ (43.7\%) \blacktriangleleft$$

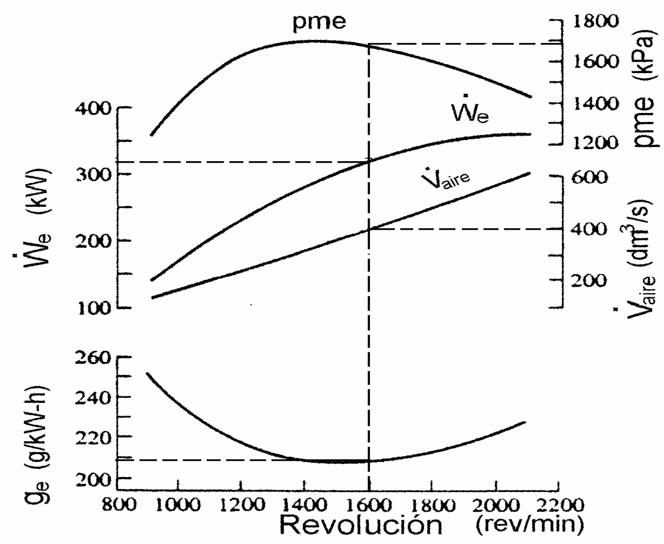
Cálculo de la riqueza de la mezcla:

$$\phi = \frac{\frac{F}{A}}{\left(\frac{F}{A}\right)_e} = \frac{\frac{0.001567}{0.03375}}{0.0685} \qquad \phi = 0.68. \blacktriangleleft$$

**PROBLEMA Nº 8:**

Un motor Diesel 4T turboalimentado tiene las siguientes dimensiones: $iV_D = 14\, dm^3$, y $r_c = 16$. El motor trabaja con un combustible diesel liviano. El mismo fue sometido a un ensayo con rpm variables en un sitio cuya p y T corresponden a los valores normalizados. Los resultados del ensayo están graficados en la figura anexa. Los datos corresponden a un motor TA con un compresor cuya rp = 2. Considere además un aumento de temperatura por compresión en el compresor de 50° K. Usando la información suministrada calcule a 1600 rpm los siguientes datos:

a) F/A
b) Volumen, V, de la pipeta adecuado para medir el consumo de combustible de este motor.
c) $\eta_v$
d) $\eta_e$




SOLUCION:

a) Conocida la expresión: $\left(\dfrac{F}{A}\right)_{real} = \dfrac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}$; se tiene:

$g_e = \dfrac{\dot{m}_c}{\dot{W}_e}$; de donde $\dot{W}_e \cong 320$ kW y $g_e \cong 210 \dfrac{g}{kW\ h}$

Cálculo del flujo másico de combustible:

$\dot{m}_c = \dot{W}_e\ g_e = 320 \times 210 = 67200\ g/h$

Cálculo del flujo másico de aire:

Conociendo: $\rho = \dot{m}/\dot{V}$ se tiene que $\dot{m}_a = \dot{V}_a\ \rho$

$\rho = \dfrac{p}{RT} = \dfrac{200}{0.287 \times 350} = 1.99\ \dfrac{kg}{m^3}$; $\dot{V}_a = 400 \times 10^{-3}\ \dfrac{m^3}{s}$

Por lo tanto: $\dot{m}_a = 400 \times 10^{-3} \times 1.99$ $\qquad \dot{m}_a = 2867098.1\ g/h$

Cálculo de $(F/A)_{real}$:

$$\left(\frac{F}{A}\right)_{real} = \frac{67200}{2867098.1} \qquad \left(\frac{F}{A}\right)_{real} = 0.0234 \blacktriangleleft$$

Utilizando un combustible diesel liviano

b) $G.E = \dfrac{\rho}{\rho_{H_2O}}$ de donde $\rho_d = 0.8 \times 1 \dfrac{g}{cc} = 0.8 \dfrac{g}{cc}$

conocida: $\rho_c = \dfrac{\dot{m}_c}{\dot{V}_c}$ se despeja $\dot{V}_c$ :

$$\dot{V}_c = \frac{67200}{0.8} \qquad \dot{V}_c = 84000 \frac{cc}{h} = 23.3 \frac{cc}{s} \blacktriangleleft$$

Por lo tanto si se estima un tiempo de 10 s para realizar la medición del consumo de combustible se tiene que el tamaño de la pipeta debiera ser:

$$V_c = \dot{V}_c\, t, \Rightarrow t = 10\, s, \Rightarrow V_c = 233\, cc \approx 250\, cc$$

Considerando p y T a la salida del compresor como nivel de referencia para dicho cálculo permite estimar un rendimiento volumétrico mayor que la unidad. Lo anterior se debe a que no se están tomando en cuenta las perdidas en el sistema de admisión.

c) La eficiencia volumétrica $\eta_v = \dfrac{\dot{m}_{a\ real}}{\dot{m}_{a_T}}$ , por lo tanto:

$$\dot{m}_{a_T} = \rho\, i V_D n / 30 j = 1572480\ g/h$$

$$\eta_V = 182.0\% \blacktriangleleft$$

d) Cálculo de la eficiencia efectiva:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_c\, H_i} = \frac{320}{\dfrac{67200}{10^3 \times 3600} \times 43200} \qquad \eta_e = 0.397\ (39.7\%) \blacktriangleleft$$

**PROBLEMA Nº 9:**

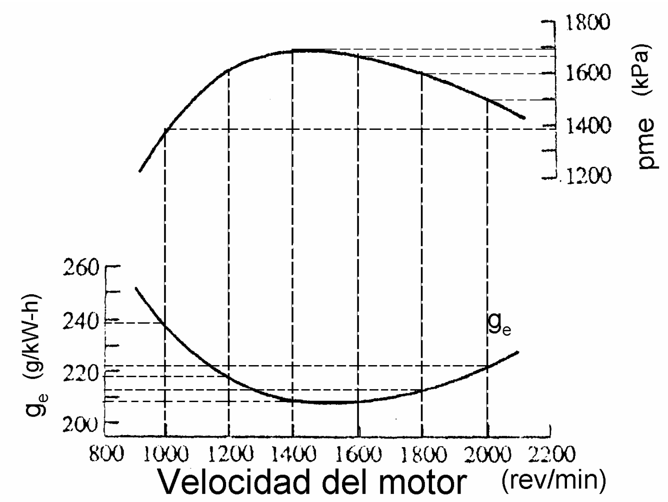
Un motor Diesel turboalimentado y con enfriamiento posterior tiene las siguientes características: $D_P = 140$ mm, $c = 152$ mm, $i = 6$ y $j = 2$. Este motor fue sometido a una prueba de frenado en un banco de ensayos y se obtuvieron los datos que se muestran en la figura. Usando la información dada en la figura anexa junto con los datos del motor,

determine:

a) La máxima potencia efectiva desarrollada por el motor, (kW)
b) El par efectivo correspondiente al mínimo consumo específico efectivo de combustible, (N-m).

c) Si para el rango de trabajo indicado la relación de presiones en el compresor es 3.0 y su temperatura de descarga es 350K, calcular la variación de A/F en función de las rpm.

d) El rendimiento volumétrico a 2000 rpm. Comentar sobre este resultado.




SOLUCION:

a) La expresión para la potencia efectiva es:

$\dot{W}_e = \text{pme}\, i V_D n / 30 j$ de donde

$$V_D = \frac{\pi D_P}{4} \times c = \frac{\pi}{4} \times (140E-3) \times 152E-3 = 0.00234 m^3$$

$$\dot{W}_e = \text{pme} \times n \times 0.00234 \times \frac{2 \times 6}{2 \times 60} = 0.000234\, \text{pme} \times n$$

$$\dot{W}_{e_{max}} = 702.0 \text{ kW a } 2000 \text{ rpm}$$

b) Cálculo del par efectivo

De la expresión, $\text{pme}\, i V_D \dfrac{n}{j\,30} = \dfrac{\pi M_e\, n}{30 \times 1000}$ se despeja $M_e$:

$$M_e = 2.234\, \text{pme} \qquad M_e = \begin{cases} 3753.1 \text{ N} \cdot \text{m a } 1400 \text{ rpm} \\ \text{ó} \\ 3686.1 \text{ N} \cdot \text{m a } 1600 \text{ rpm} \end{cases}$$

c) Cálculo de la variación de A/F en función de n:

$$\frac{A}{F}=\frac{\dot{m}_{a_r}}{\dot{m}_c};\quad g_e=\frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_e},\ \text{por lo tanto}\ \dot{m}_c=\frac{g_e\times\dot{W}_e}{1000}$$

$$\dot{m}_{a_r}=\rho_{SA}\ iV_D n/30j=\frac{3\times100}{0.287\times350}\times0.00234\times\frac{n\times6}{2\times30}$$

$$\dot{m}_{a_r}=6.9885E-4\times n\left[kg/s\right]=6.9885E-4\times1000\times3600\times n$$

$$\dot{m}_{a_r}=2.51588\times n\left[kg/h\right]$$

d) Cálculo del rendimiento volumétrico:

Basado en que las condiciones de descarga del compresor son aproximadas a las reales y considerando que el aire en su paso a través de la válvula de admisión tiene perdidas de presión que dificultan el llenado del cilindro los resultados lógicos reales debieran mostrar que la masa que realmente ocupa el cilindro es menor que la calculada teóricamente.

$$\eta_V=\frac{\dot{m}_{a_r}}{\dot{m}_{a_T}};$$

Tabla 11. Valores obtenidos teóricamente

| n rpm | $g_e$ g/Kwh | pme kPa | $\dot{W}_e$ kW | $M_e$ $N\cdot m$ | $\dot{m}_c$ Kg/h | $\dot{m}_{a_T}$ Kg/h | $\frac{A}{F}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1000 | 236 | 1400 | 327.6 | 3127.6 | 77.3 | 2515.8 | 32.5 |
| 1200 | 218 | 1620 | 454.9 | 3619.1 | 99.17 | 3019.0 | 30.4 |
| 1400 | 210 | 1680 | 550.3 | 3753.1 | 115.6 | 3522.1 | 30.5 |
| 1600 | 210 | 1650 | 617.7 | 3686.1 | 129.7 | 4025.3 | 31.0 |
| 1800 | 214 | 1590 | 669.7 | 3552.1 | 143.3 | 4528.4 | 31.6 |
| 2000 | 222 | 1500 | 702.0 | 3351.0 | 155.8 | 5031.6 | 32.3 |

**PROBLEMA Nº 10:**

Usando los datos del problema Nº 3 se desea calcular la variación de $\left(\dot{W}_e,\eta_m,\eta_e,\eta_v,g_e\right)$vs rpm para dicho motor suponiendo que el mismo ensayo se realiza en un sitio con $p=86\ kPa$ y $T=18^{o}C$. Considerar la misma expresión para $pmf=A+B\,u$ usada anteriormente. Determinar los porcentajes de variación de $\dot{W}_e$ y $g_e$. Se considera que la pmf es independiente del sitio donde se realizó el ensayo, $pmf\neq f\left(sitio\right)$.

SOLUCION:

$$\text{pmf} = 105 + 12\ u;\ \text{ donde } u = \frac{c\ n}{30}$$

$$\dot{W}_f = \text{pmf}\ i\ V_D\ \frac{n}{30\ j} \quad \text{a } 1000 \text{ rpm } \dot{W}_f = 19.34 \text{ kW}$$

$$W_{i,N} = FC\ W_{i,M};\ \text{de donde } FC = \frac{p_N}{p_M - p_{v,M}} \left(\frac{T_M}{T_N}\right)^{1/2}$$

$$W_{i,N} = \frac{100}{86 - 1.29} \times \left(\frac{18 + 273}{25 + 273}\right)^{1/2} = 1.153$$

$$W_{i,M} = \frac{W_{i,N}}{FC} = \frac{150 + 19.34}{1.153} \qquad W_{i,M} = 147.0 \text{ kW} \blacktriangleleft$$

$$W_{e,M} = W_{i,M} - W_f = 147.0 - 19.34 \qquad W_{e,M} = 128 \text{ kW} \blacktriangleleft$$

$$\eta_{m,M} = \frac{W_{e,M}}{W_{i,M}} = \frac{128}{147.0} \qquad \eta_{m,M} = 0.871;\ (87.1\%) \blacktriangleleft$$

$$\eta_{e,M} = \frac{W_{e,M}}{\dot{m}_c\ H_i} = \frac{128}{0.01755 \times 42500} \qquad \eta_{e,M} = 0.172;\ (17.2\%) \blacktriangleleft$$

$$\eta_{V,N} = FC'\ \eta_{V,M};\quad FC' = \left(\frac{T_V}{T_m}\right)^{1/2} = \left(\frac{298}{281}\right)^{1/2} \qquad FC' = 1.03 \blacktriangleleft$$

$$\eta_{V,M} = \frac{\eta_{V,N}}{FC'} = \frac{0.430}{1.03} \qquad \eta_{V,M} = 0.416;\ (41.6\%) \blacktriangleleft$$

$$g_{e,M} = \frac{\dot{m}_c}{W_{e,M}} = \frac{0.01755}{128} \qquad g_{e,M} = 494\ \frac{\text{g}}{\text{h kW}} \blacktriangleleft$$

Tabla 12. Valores calculados en el sitio de trabajo

| n (rpm) | $\dot{W}_{e,\,sitio}$ (kW) | $\eta_{m,\,sitio}$ (%) | $\eta_{e,\,sitio}$ (%) | $\eta_{V,\,sitio}$ (%) | $g_{e,\,sitio}$ (g/h kW) |
|---|---|---|---|---|---|
| 1000 | 128.0 | 87.1 | 17.2 | 41.6 | 494.0 |
| 1200 | 187.7 | 88.9 | 13.8 | 69.4 | 612.0 |
| 1400 | 239.3 | 89.0 | 12.8 | 89.3 | 660.0 |
| 1600 | 273.4 | 89.8 | 11.9 | 103.0 | 711.0 |
| 1800 | 298.9 | 89.5 | 11.2 | 116.5 | 755.0 |
| 2000 | 298.9 | 88.5 | 10.0 | 126.0 | 847.0 |

Tabla 13. Porcentajes de variación

| rpm | % Reducción de $\dot{W}_e$ | % Aumento de $g_e$ |
|---|---|---|
| 1000 | 14.66 | 14.73 |
| 1200 | 14.68 | 14.67 |
| 1400 | 14.53 | 14.53 |
| 1600 | 14.56 | 14.55 |
| 1800 | 14.60 | 14.60 |
| 2000 | 14.74 | 14.74 |

14.62 % promedio de reducción de $\dot{W}_e$.
14.63 % promedio de aumento de $g_e$.

## PROBLEMAS PROPUESTOS

**PROBLEMA Nº 1:**

Para un motor Diesel que funciona con aspiración natural:

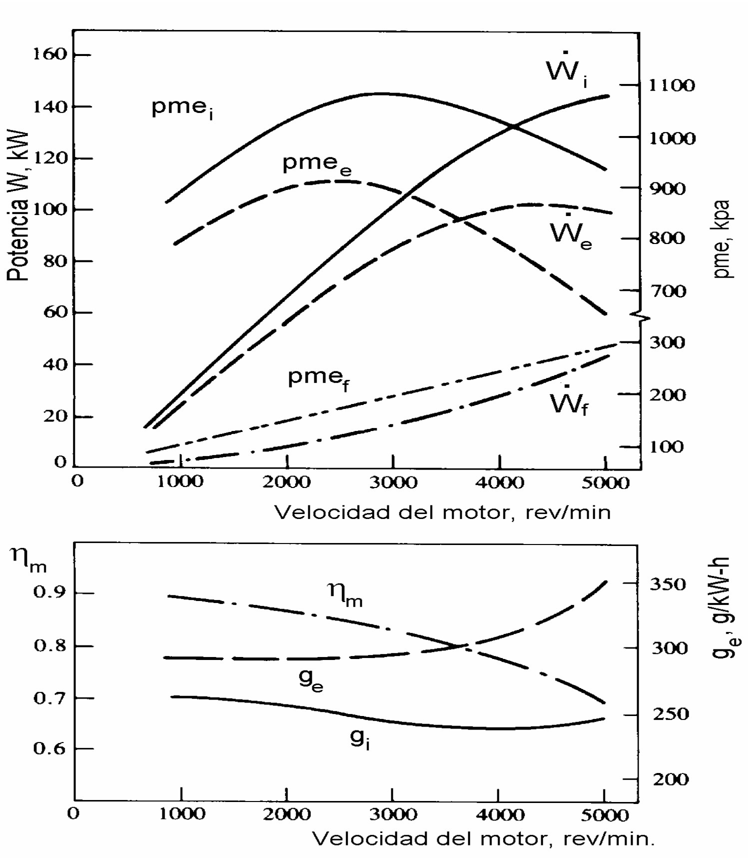
a) Demostrar a partir de la definición de pme que:

$$pme \propto \eta_m \; \eta_i \; \eta_v \left(\frac{F}{A}\right)$$

b) Grafique y explique el comportamiento de los siguientes parámetros: $\eta_m, \eta_i, \eta_v$ y $\phi$ vs rpm.

**PROBLEMA Nº 2:**

Un MECH tiene las siguientes dimensiones: $i = 6, D_P = 96.8$ mm, $c = 86$ mm, $r_c = 8.6$ y 4T. El motor es sometido a un ensayo a plena carga (100% de apertura de mariposa) obteniéndose los resultados mostrados en la figura anexa. Utilizando la información suministrada determine el comportamiento de: $\eta_m$ vs rpm y $M_e$ vs rpm.



**PROBLEMA Nº 3:**
Usando la información del problema Nº 2 y su figura anexa, determinar: $\dot{m}_c$ vs rpm para ambos casos de $\dot{W}_i$ y $\dot{W}_e$ y explicar a que se debe este comportamiento. Si el motor consume combustible cuyo $H_i = 44000 \text{ kJ / kg comb}$, determinar la variación de $\eta_i$ y $\eta_e$ vs rpm.

**PROBLEMA Nº 4:**
Para motores de combustión interna de 4T y 2T desarrollar las expresiones de $\dot{W} = f(pm, A_P, u)$ y de $M = f(pm, V_D)$

**PROBLEMA Nº 5:**
En un ensayo de frenado realizado con un MEC cuyas características principales son: 4 cilindros, 4T, AN, Dp = 102.65 mm y c = 165.1 mm se obtuvieron los resultados que aparecen tabulado.

Tabla de valores experimentales

| n (rpm) | 1160 | 1192 | 1270 | 1299 | 1304 | 1333 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| F (con combustión - kg) | 54.4 | 36.3 | 27.2 | 18.1 | 9.1 | 0 |
| $\dot{m}_c$ (kg) | 9.5 | 9.1 | 8.8 | 6.5 | 4.9 | 3.8 |
| F (sin combustión - kg) | 26.0 | 26.4 | 29.7 | 30.8 | 30.8 | 31.3 |
| $\dot{W}_e$ (kW) | | | | | | |
| $\dot{W}_i$ (kW) | | | | | | |
| $\dot{W}_f$ (kW) | | | | | | |
| $g_e$ (kg / h kW) | | | | | | |
| pme (kpa) | | | | | | |
| $M_e$ (N – m) | | | | | | |

El motor utiliza combustible con $GE = 0.82$ y $H_i = 42500 \text{ kJ / kg}$. Complete la información restante a partir de los datos suministrados.

**PROBLEMA Nº 6:**
Si en el problema anterior (problema Nº 5) el motor trabaja con una relación aire-combustible de 20 para el instante correspondiente a su máximo desarrollo de potencia. Determine cual será el consumo de aire y la eficiencia volumétrica del motor bajo estas condiciones.

**PROBLEMA Nº 7:**
Si los resultados del ensayo del problema Nº 5 fueron obtenidos en un lugar cuya presión y temperatura corresponden a las condiciones normalizadas $(p = 100\ \text{kPa y } T = 25\ \text{C})$. Calcular la $\dot{W}_e$ vs rpm y $g_e$ vs rpm que este motor debería tener si trabajara en un lugar con $p = 86\ \text{kPa}$ y $T = 18\ \text{C}$. Comente sus resultados.

**PROBLEMA Nº 8:**
Los datos en la tabla anexa fueron obtenidos en un ensayo a plena carga realizado en un MECH con las siguientes características: $4T,\ D_P = 81.03\ \text{mm},\ c = 48.5\ \text{mm y } r_c = 8.9$. El ensayo se realizó en un sitio con $p_{atm} = 100\ \text{kPa y } T = 15.55\ \text{C}$ utilizando un combustible con $GE = 0.74 \text{ y } H_i = 44000\ \text{kJ/kg}$. El motor fue acondicionado con un sensor de presión en el cilindro lo cual permitió determinar la potencia indicada a partir de la información p-V a las rpm consideradas. Esta información aparece en la tabla anexa.

Tabla de valores experimentales

| n<br>rpm | F<br>kg | t<br>s | $\dot{W}_i$<br>kW |
|---|---|---|---|
| 1200 | 1.38 | 41.1 | 7.43 |
| 1600 | 1.58 | 31.9 | 11.40 |
| 2000 | 1.65 | 27.7 | 15.08 |
| 2600 | 1.69 | 22.6 | 20.30 |
| 3200 | 1.62 | 19.7 | 24.71 |
| 4000 | 1.46 | 16.9 | 29.42 |
| 4800 | 1.29 | 14.9 | 33.40 |
| 5400 | 1.08 | 14.4 | 32.90 |

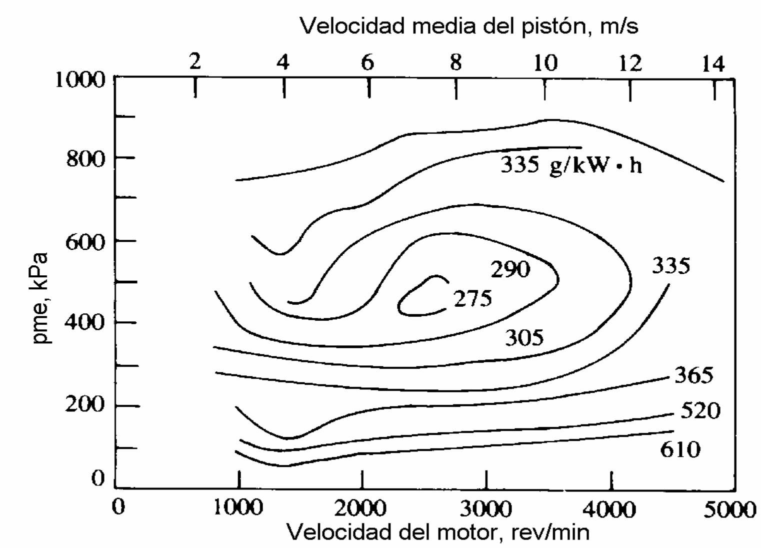
t corresponde a un consumo constante de 50 ml

Usando estos datos calcular y representar gráficamente los siguientes comportamientos: $\left(\dot{W}_e,\ \eta_m,\ g_e,\ \eta_{i,}\ \eta_e\right)$ vs rpm.

**PROBLEMA Nº 9:**
En la figura anexa se muestran las curvas multiparamétricas o mapa del motor, correspondientes a un MECH de 4T, 4 cilindros y 2 $dm^3$ de cilindrada.

Determinar:

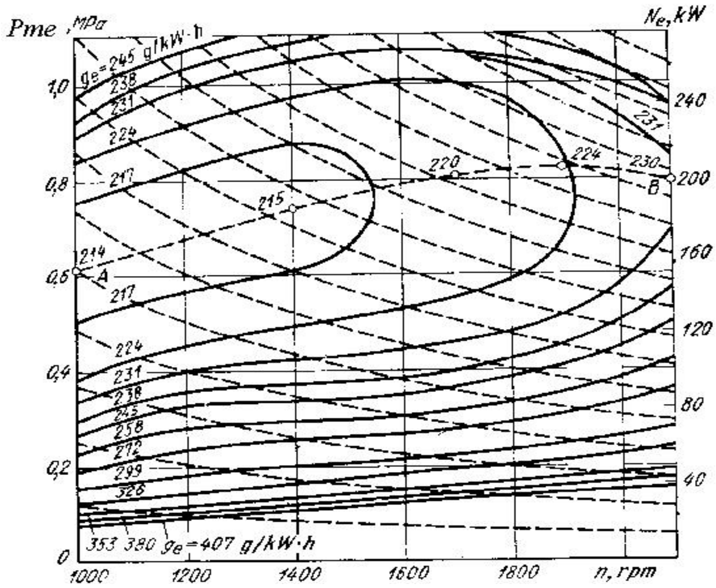
a) A 3000 rpm constantes, la variación de $\dot{W}_e$ vs carga.
b) Para una carga constante equivalente a un desarrollo de una $pme = 500\ kPa$, la variación de $W_e$ vs rpm.
c) Si el motor es puesto a trabajar a 4000 rpm constantes, consumiendo 335 g/kW h de combustible cuya $GE = 0.74$. Cuanto tiempo permanece el motor prendido si se dispone de un depósito con una capacidad de 2000 $cm^3$.




**PROBLEMA Nº 10:**

La siguiente información corresponde al mapa de un MEC, $r_c = 18$, AN, y con cámara de combustión con características medias de torbellino.

a) Determine el tamaño del motor.
b) Si el motor tiene 8 cilindros y una relación $c / D_P = 0.9804$, calcular el $D_P$ y la carrera.
c) Si el motor posee cámara de combustión no dividida estimar la $\eta_m$ vs rpm para una condición de carga constante equivalente a una $pme = 400$ kPa.


Pme, MPa
Ne, kW
ge=245 g/kW·h
238
231
224
217
215
214
220
224
230
231
A
B
217
224
231
238
245
258
272
299
326
353
380
ge=407 g/kW·h
0
0,2
0,4
0,6
0,8
1,0
40
80
120
160
200
240
1000
1200
1400
1600
1800
n, rpm

# CAPITULO 5. PARAMETROS DEL MOTOR

## RESUMEN DE FORMULAS

Presión media efectiva: $$\mathrm{pme} = \frac{\dot{W}_e}{i\, V_D\, \frac{n}{30\, j}}\ , \qquad \mathrm{pme} = \frac{\dot{W}_e}{\dot{V}_D}$$

$$\mathrm{pme}_{\text{máx}} = \frac{j\, \pi\, M_{e\,\text{máx}}}{i\, V_D}$$

Presión media indicada:

$$\mathrm{pmi} = \mathrm{Crp}_1 \frac{(r_C)^{n_c}}{r_C - 1}\Bigg[rv(rp-1) + \frac{rvrp}{n_e - 1}\left(1 - \frac{1}{(r_e)^{n_e - 1}}\right) - \frac{1}{n_c - 1}\left(1 - \frac{1}{(r_c)^{n_c - 1}}\right)\Bigg]$$

Cilindrada $$i\, V_D = i \times \frac{\pi\, (Dp)^2}{4} \times c$$

$$i\, V_D = \frac{\dot{W}_e\, g_e}{\frac{n}{30\, j}\, \frac{F}{A}\, \eta_V\, \rho_0}$$

Consumo efectivo de comb. $$g_e = \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_e} = \frac{1}{\eta_e\, H_i}$$

Rendimiento volumétrico $$\eta_V = \frac{\dot{m}_a}{i\, V_D\, \frac{n}{30\, j}\, \rho_0}$$

$$\eta_V = \frac{\rho_1}{\rho_0} = \frac{p_1}{T_1} \times \frac{T_0}{p_0}$$

Rel. combustible-aire $$\frac{F}{A} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}$$

Rendimiento efectivo $$\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_c\, H_i}$$

Potencia efectiva $$\dot{W}_e = \mathrm{pme}\; i\, V_D\, \frac{n}{30\, j}$$

Par efectivo $$M_e = \frac{\dot{W}_e}{\frac{\pi\, n}{30}}$$

| | |
|---|---|
| Velocidad media del pistón máx. | $u_{máx} = \frac{c\, n_{máx}}{30}$ |
| Consumo volumétrico de comb. | $\dot{V}_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c}$ |
| Potencia indicada | $\dot{W}_i = \dot{W}_e + \dot{W}_f$ |
| Par indicado | $M_i = M_e + M_f$ |

## PROBLEMAS RESUELTOS

**PROBLEMA Nº 1:**

De un MECH de cuatro cilindros y cuatro tiempos, se conocen los datos siguientes:

- Cilindrada: $i \cdot V_D = 903\,cm^3$
- Relación carrera/diámetro: $c / D_P = 1.07$
- Potencia efectiva a 6200 rpm: $\dot{W}_e = 35$ kW
- Riqueza de la mezcla: $\frac{F}{A} = \frac{1}{12.5}$
- Eficiencia efectiva: $\eta_e = 0.27$

Calcular:

a) Presión media efectiva

b) Velocidad media del pistón.

c) Consumo efectivo en g/kW h.

d) Eficiencia volumétrica.

e) Qué eficiencia volumétrica tendrá el motor si al final del proceso de admisión, las condiciones del fluido en el interior del cilindro son 86 kPa y 50 C.

Conociendo:

Condiciones ambientales 100 kPa y 20 C. $\rho_a = 1.2\ kg / m^3$.

Poder calorífico inferior del combustible: $H_i = 42000\ kJ / kg$

SOLUCION:

a) Cálculo de la presión media efectiva:

$$pme = \frac{\dot{W}_e}{i\,V_D\,\frac{n}{30\,j}} = \frac{35 \times 10^3}{903 \times 10^{-6} \times \frac{6200}{30 \times 4}} = 7.5 \times 10^5\ \frac{N}{m^2}$$

$$pme = 0.75\ MPa.$$

b) La velocidad media del pistón viene dada por: $u = \frac{c\,n}{30}$. La carrera "c" se halla a partir del valor de la cilindrada y la relación carrera/diámetro.

Puesto que: $c / D_P = 1.07; \quad c = 1.07 \times D_P$

Y como: $i\,V_D = 4 \times c \times \frac{\pi\,D_P^2}{4}$; por lo tanto:

$$V_D = 4 \times 1.07 \times D_P\,\frac{\pi\,D_P{}^2}{4}; \quad 903 \times 10^{-6} = 1.07 \times \pi\,D_P^3$$

$$D_P = 0.0645\ m \quad y \quad c = 0.069\ m$$

Cálculo de la velocidad media:

$$u = \frac{c\,n}{30} = 0.069 \times \frac{6200}{30} \qquad u = 14.26\ m/s ◄$$

c) Cálculo del consumo efectivo:

$$g_c = \frac{1}{\eta_e\ H_i} = \frac{1}{0.27 \times 4.2 \times 10^7} = 8.81 \times 10^{-8}\ \frac{kg}{W \cdot s}$$

$$g_c = 8.81 \times 10^{-8} \times 10^{-6} \times 3600 \qquad g_c = 317\ \frac{g}{kW \cdot h} ◄$$

d) El rendimiento volumétrico se calcula según la expresión:

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_a}{i\ V_D\ \frac{n}{30\ j}\ \rho_0}$$

El consumo de aire se calcula a partir del consumo de combustible y de la riqueza de la mezcla:

$$\dot{m}_c = g_c\ \dot{W}_e = 8.81 \times 10^{-8} \times 3500 = 3 \times 10^{-3}\ kg/s$$

$$\frac{F}{A} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}; \quad \dot{m}_a = \frac{\dot{m}_c}{F/A} = \frac{3 \times 10^{-3}}{\frac{1}{12.5}} \qquad \dot{m}_a = 37.5 \times 10^{-3}\ kg/s$$

entonces:

$$\eta_V = \frac{37.5 \times 10^{-3}}{903 \times 10^{-6} \times \frac{6200}{30 \times 4} \times 1.2} \qquad \eta_V = 0.67; (67{,}0\%) ◄$$

e) Suponiendo que el $RCA = 0$, la fase de admisión termina cuando el cilindro se encuentra en el PMI. En este instante:

$$\begin{cases} p_1 = 86000\ Pa \\ T_1 = 50\ C \end{cases}$$

$$\eta_V = \frac{\rho_1}{\rho_0} = \frac{p_1}{T_1} \times \frac{T_0}{p_0} = \frac{86000 \times 293}{323 \times 100000} \qquad \eta_V = 0.78; (78{,}0\%) ◄$$

**PROBLEMA Nº 2:**

De un MEC de 4T que gira a 2200 rpm se conocen los siguientes datos:

- Eficiencia volumétrica $\eta_V = 0.82$
- Riqueza relativa $\phi = 0.65$
- Riqueza estequiométrica $\left(\frac{F}{A}\right)_e = \frac{1}{15.5}$
- Eficiencia efectiva $\eta_e = 0.34$

Se pide:

a) Deducir la pme en función de $\eta_V$, $\eta_e$, F/A, etc y determinar su valor sabiendo que:

- Densidad de referencia del aire $\rho_0 = 1.2\ kg/m^3$
- Poder calorífico inferior del combustible $H_i = 42000 \frac{kJ}{kg}$

b) Si el motor tiene una cilindrada de 10 litros, 6 cilindros y la relación carrera/diámetro $= 1.2$, determinar:

- Diámetro y carrera
- Potencia y par a 2200 rpm.

SOLUCION:

a) Teniendo en cuenta que la potencia la podemos expresar como:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_c\ H_i};$$

Donde,

$$\dot{W}_e = \dot{m}_c\ H_i\ \eta_e = \frac{F}{A}\ \dot{m}_a\ H_i\ \eta_e = i\ V_D\ \frac{n}{30\ j}\ \rho_0\ \eta_V\ \phi\left(\frac{F}{A}\right)_e\ H_i\ \eta_e$$

y dado que: $pme = \dfrac{\dot{W}_e}{i\ V_D\ \dfrac{n}{30\ j}}$, se tiene, $pme = \rho_0\ \eta_V\ \phi\left(\frac{F}{A}\right)_e\ H_i\ \eta_e$

sustituyendo se obtiene:

$$pme = 1.2 \times 0.82 \times \frac{0.65}{15.5} \times 42 \times 10^6 \times 0.34 = 5.89 \times 10^5\ \frac{N}{m^2}$$

$$pme = 0.59\ MPa$$

b) Cálculo de la potencia:

$$\dot{W}_e = pme\ i\ V_D\ \frac{n}{30\ j} = 5.89 \times 10^5 \times 0.010 \times \frac{2200}{30 \times 4}$$

$$\dot{W}_e = 108\ kW$$

Cálculo del Par:

$$M_e = \frac{\dot{W}_e}{\dfrac{\pi\ n}{30}} = \frac{108 \times 10^3}{\dfrac{\pi \times 2200}{30}} \qquad M_e = 469\ N \cdot m$$

Conociendo la cilindrada fácilmente es posible calcular la carrera y el diámetro, por lo tanto:

$$i\,V_D = 6 \times c \times \frac{\pi\,D_P^2}{4} \quad y \quad \frac{c}{D_P} = 1.2$$

$$i\,V_D = 6 \times 1.2 \times D_P \times \frac{\pi\,D_P^2}{4}$$

$$D_P = \sqrt[3]{\frac{4 \times i\,V_D}{6 \times 1.2 \times \pi}} \qquad D_P = 0.121\ \mathrm{m}$$

$$c = 1.2 \times D_P \qquad c = 0.145\ \mathrm{m}$$

**PROBLEMA Nº 3:**

De un motor Alfa Romeo de automóvil se conocen las siguientes características:

- 4 cilindros horizontales opuestos.
- Diámetro 87 mm.
- Carrera 72.2 mm.
- Relación de compresión 9.5.
- Potencia máxima de 96 kW a 6500 rpm.
- Par máximo 160.7 Nm a 4600 rpm
- Inyección multipunto.

Se dispone de los siguientes datos:

- Poder calorífico inferior del combustible 42000 kJ/kg
- Riqueza estequiométrica 1/14
- Riqueza relativa de la mezcla 1.2, para la curva de máxima potencia
- Eficiencia volumétrica para el punto de par máximo 0.9, y para el de máxima potencia 0.85.
- Densidad del aire ambiente 1.2 kg/m$^3$.
- Densidad de la gasolina 0.87 kg/l.

A partir de estas características y datos calcular los siguientes parámetros:

a) Velocidad media del pistón máxima.
b) Presión media efectiva máxima.
c) Eficiencia del motor en el punto de par máximo.
d) Consumo de combustible en l/100 km cuando la velocidad del vehículo sea 150 km/h.

SOLUCION:

a) Cálculo de la velocidad media del pistón máxima.

$$u_{máx} = \frac{c\,n_{máx}}{30} = \frac{0.0722 \times 6500}{30} \qquad u_{máx} = 15.6\ \frac{m}{s}$$

b) Cálculo de la presión media efectiva máxima.

$$pme_{máx} = \frac{j\,\pi\,M_{e\,máx}}{i\,V_D}$$

j = 4; (motor de automóvil, inyección multipunto)

$$i\,V_D = \frac{i\,\pi\,D_P^2}{4}\,c = \frac{4\times 0.087^2\times 0.0722}{4} = 0.001716\ m^3$$

$$pme_{máx} = \frac{4\times\pi\times 160.7}{0.001716} = 1176815.7\ Pa = 1.18\ Mpa$$

$$pme_{máx} = 1.18\ Mpa$$

c) Cálculo de la eficiencia efectiva:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_c\,H_i} = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_a\,\phi\,(F/A)_e\,H_i} = \frac{\dot{W}_e}{\eta_V\,i\,V_D\,\frac{n}{30\,j}\,\rho_0\,\phi\,(F/A)_e\,H_i}$$

$$\eta_e = \frac{M_e\,\pi\,\cancel{\frac{n}{30}}}{\eta_V\,i\,V_D\,\cancel{\frac{n}{30\,j}}\,\rho_0\,\phi\,(F/A)_e\,H_i} = \frac{M_e\,\pi\,j}{\eta_V\,i\,V_D\,\rho_0\,\phi\,(F/A)_e\,H_i}$$

$$\eta_e = \frac{160.7\times\pi\times 4\times 14}{0.9\times 0.001716\times 1.2\times 1.2\times 42\times 10^6}$$

$$\eta_e = 0.302\ (30.2\%)$$

d) Cálculo del consumo de combustible:

$$g_e = \frac{1}{\eta_e\,H_i} = \frac{\eta_V\,i\,V_D\,\frac{n}{30\,j}\,\rho_0\,\phi\,F_e\,\cancel{H_i}}{\dot{W}_{e\,máx}\,\cancel{H_i}}$$

$$g_e = \frac{0.85\times 0.001716\times\frac{6500}{30\times 4}\times 1.2\times 1.2\times\frac{1}{14}}{96} \qquad g_e = 304.7\ \frac{g}{kW\,h}$$

$$g_e = \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_{e\,máx}};\quad \dot{m}_c = g_e\,\dot{W}_{e\,máx} = 304.7\times 96 = 29255\ \frac{g}{h} = 29.3\ \frac{kg}{h}$$

$$\dot{V}_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c} = \frac{29.3}{0.87} = 33.6\ \frac{l}{h}$$

$$\dot{V}_c = \left(33.6\ \frac{l}{h}\right)\Big/\left(150\ \frac{km}{h}\right)\times 100\ km \qquad \dot{V}_c = 22.4\ \frac{l}{100\ km}$$

**PROBLEMA Nº 4:**

En una prueba al banco de un motor de 4T y admisión normal efectuada en Mérida $\left(\rho_{atm} = 83.6 \text{ kPa y } T_{atm} = 298 \text{ K}\right)$, se obtuvieron los siguientes datos:

- Momento torsor 117.6 Nm.
- Frecuencia de giro del motor 6000 rpm.
- Consumo de aire 237.4 kg/h.
- Cilindrda 1.8 l
- Consumo de combustible 32.7 l/h.
- Densidad de la gasolina 0.72 kg/l

Calcular:

a) Eficiencia volumétrica del motor
b) Riqueza relativa de la mezcla que utiliza
c) Potencia al freno del motor.
d) Presión media al freno del motor
e) Eficiencia al freno del motor.

SOLUCION:

$$\rho_0 = \frac{p_0}{R\ T_0} = \frac{83.6}{0.287 \times 298} = 0.977\ \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{V}_{a_0} = i\ V_D\ \frac{n}{30\ j} = 1.8 \times 10^{-3} \times \frac{6000}{30 \times 4} = 0.09\ \frac{m^3}{s}$$

a) Cálculo de la eficiencia volumétrica:

$$\dot{m}_{a_0} = \dot{V}_{a_0}\ \rho_0 = 0.09 \times 0.977 = 0.088\ \frac{kg}{s} \times 3600\ \frac{s}{h} = 316.5\ \frac{kg}{h}$$

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{a_0}} = \frac{237.4}{316.5} \qquad \eta_V = 0.75\ (75\%)$$

b) Cálculo de la riqueza relativa de la mezcla:

$$\dot{m}_c = \dot{V}_c\ \rho_c = 32.7 \times 0.72 = 23.75\ \frac{kg}{h}$$

$$\phi = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}\left(\frac{F}{A}\right)_e = \frac{23.5}{237.4} \times 0.067 \qquad \phi = 1.47$$

c) Cálculo de la potencia al freno:

$$\dot{W}_e = \frac{M_e\ \pi\ n}{30} = \frac{117.6 \times \pi \times 6000}{30} \qquad \dot{W}_e = 73.9\ \text{kW}$$

d) Cálculo de la presión media al freno:

$$pme = \frac{\dot{W}_e}{\dot{V}_D} = \frac{\dot{W}_e}{\dot{V}_{a_0}} = \frac{73.9 \times 10^3}{0.09} \qquad pme = 0.82\ \text{MPa}$$

e) Cálculo de la eficiencia al freno:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_c\ H_i} = \frac{73.9\times10^3}{23.5\times44\times10^6/3600} \qquad \eta_e = 0.257\ (25.7\%) \blacktriangleleft$$

**PROBLEMA Nº 5:**

De un motor Diesel de admisión normal de 4T y seis cilindros en línea, que se encuentra funcionando a 2000 rpm, se conocen los siguientes datos:

- Carrera $c = 155\ \text{mm}$
- Diámetro $D_P = 118\ \text{mm.}$
- Combustible inyectado por cilindro y ciclo $m_{cc} = 0.09\ \text{g}$
- Consumo másico de aire: $\dot{m}_a = 180\ \text{g/s}$
- Consumo específico de combustible $g_e = 257\ \text{g/kW h}$
- Condiciones ambientales $\begin{cases} T = 20\ \text{C} \\ p = 100\ \text{kPa} \end{cases}$

Se pide:

a) Relación combustible–aire de la mezcla.
b) Eficiencia volumétrica.
c) Eficiencia efectiva del motor
d) Presión media efectiva en estas condiciones.
e) Potencia que desarrolla el motor.
f) Consumo horario de combustible en litros/hora.

Datos complementarios:

- Densidad del aire a 20 C y 100 kPa: $\rho_0 = 1.2\ \text{kg/m}^3$
- Densidad del combustible: $\rho_c = 0.83\ \text{kg/dm}^3$
- Poder calorífico inferior del combustible: $H_i = 40000\ \text{kJ/kg.}$

SOLUCION:

a) La cantidad de combustible inyectado por ciclo y por cilindro es:

$$m_{c\,c} = \frac{\dot{m}_c}{\dfrac{n}{30\ j}\, i}$$

despejando el consumo másico de combustible, se tiene:

$$\dot{m}_c = m_{c\,c}\,\frac{n}{30\ j}\, i = 0.09\times10^{-3}\times\frac{2000}{30\times4}\times6 = 9\times10^{-3}\ \text{kg/s.}$$

Cálculo de la riqueza de la mezcla:

$$\frac{F}{A} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} = \frac{9\times10^{-3}}{0.180} \qquad \frac{F}{A} = \frac{1}{20} \blacktriangleleft$$

b) La expresión de la eficiencia volumétrica es:

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_a}{i\,V_D \,\dfrac{n}{30\,j}\,\rho_0}$$

donde la cilindrada es:

$$i\,V_D = \frac{\pi\,D_p^2}{4}\,c\,i = \frac{\pi \times 0.118^2}{4} \times 0.155 \times 6 = 10.17 \times 10^{-3}\ m^3$$

$$i\,V_D = 10170\ cm^3$$

sustituyendo, se obtiene:

$$\eta_V = \frac{0.180}{10.17 \times 10^{-3} \times \dfrac{2000}{30 \times 4} \times 1.2} \qquad \eta_V = 0.885\,(88.5\%) \blacktriangleleft$$

c) Cálculo de la eficiencia efectiva:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_c\,H_i} = \frac{1}{g_e\,H_i} = \frac{1}{0.257 \times \dfrac{1}{3600 \times 10^3} \times 40000 \times 10^3}$$

$$\eta_e = 0.35\,(35\%) \blacktriangleleft$$

d) Cálculo de la pme:

$$pme = \frac{F}{A}\,H_i\,\eta_e\,\eta_V\,\rho_0 = \frac{1}{20} \times 40000 \times 10^3 \times 0.35 \times 0.885 \times 1.2$$

$$pme = 743400\ N/m^2 = 0.74\ MPa \blacktriangleleft$$

e) Cálculo de la potencia del motor:

$$\dot{W}_e = i\,V_D\,\frac{n}{30\,j}\,pme = \frac{2000}{30 \times 4} \times 10.17 \times 10^{-3} \times 743400$$

$$\dot{W}_e = 126000\ kW = 126\ kW. \blacktriangleleft$$

f) Conociendo que el consumo másico de combustible es:

$$\dot{m}_c = 9 \times 10^{-3}\ kg/s$$

y que la densidad del combustible es $\rho_c = 0.83\ kg/dm^3$, por lo tanto el consumo horario de combustible es:

$$\dot{V}_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c} = \frac{9 \times 10^{-3} \times 3600}{0.83} \qquad \dot{V}_c = 39\,\frac{l}{h} \blacktriangleleft$$

**PROBLEMA Nº 6:**

Determinar las características geométricas de un motor de gasolina: número de cilindros, diámetro y carrera, a partir de los siguientes datos. Se desea que este motor sea capaz de desarrollar 120 kW a 4500 rpm, con un consumo específico de 300 g/kW h. Con el fin de reducir los esfuerzos sobre el motor, la velocidad lineal media del mismo no debe exceder los 14 m/s.

Datos adicionales:

- Eficiencia volumétrica a 4500 rpm: 0.7
- Riqueza relativa a 4500 rpm: 1.2
- Riqueza estequiométrica: 1/14.5
- Densidad del aire a 20 C y 100 kPa: 1.2 kg/m$^3$.
- Poder calorífico inferior del combustible: 42000 kJ/kg.

Si existen varias soluciones, escoger la más adecuada, justificando la elección.

SOLUCION:

La expresión de la potencia es:

$$\dot{W}_e = i\, V_D\, \frac{n}{30\, j}\, \frac{F}{A}\, H_i\, \eta_V\, \eta_e\, \rho_0$$

Y puesto que:

$$g_e = \frac{1}{(\eta_e \times H_i)};\ \text{entonces: } \dot{W}_e = i\, V_D\, \frac{n}{30\, j}\, \frac{F}{A}\, \frac{1}{g_e\, \eta_V\, \rho_0}$$

Despejando la cilindrada:

$$i\, V_D = \frac{\dot{W}_e\, g_e}{\frac{n}{30\, j}\, \frac{F}{A}\, \eta_V\, \rho_0}$$

Cálculo de F/A:

$$\frac{F}{A} = \phi_r \left(\frac{F}{A}\right)_e = \frac{1.2}{14.5} = 8.276 \times 10^{-2}$$

Cálculo de la cilindrada del motor:

$$i\, V_D = \frac{120 \times 300}{10^3 \times 3600 \times \frac{4500}{30 \times 4} \times 8.276 \times 10^{-2} \times 0.7 \times 1.2}$$

$$i\, V_D = 3.83 \times 10^{-3}\ m^3 = 3.83\ \text{litros}$$

Cálculo de la carrera:

Como $u = 14 = \frac{c \times n}{30}$, de aquí se despeja la carrera:

$$c = \frac{14}{\left(\frac{c\, n}{30}\right)} \qquad c = 9.33 \times 10^{-2}\ m$$

Como $i\,V_D = i\,\pi\,D_P^2\,\frac{c}{4}$, existen varias soluciones según el número de cilindros y el valor de la carrera que se fije.

Cálculo del diámetro del pistón:

$$i\,\frac{\pi\,D_P^2}{4}\,c = \frac{\dot{W}_e\,g_e}{\frac{n}{30\,j}\,\phi\,F_e\,\eta_V\,\rho_0}$$

$$D_P = \sqrt{\frac{4\,\dot{W}_e\,g_e\,j}{\pi\,u\,\phi\left(\frac{F}{A}\right)_e\,\eta_V\,\rho_0\,i}}$$

$$D_P = \sqrt{\frac{4\times 120\times 300\times 4\times 14.5}{\pi\times 14\times 1.2\times 0.7\times 1.2\times 10^3\times 3600\times i}} = \frac{0.229}{\sqrt{i}}\ \text{m}$$

Si $i = 4 \quad D_P = 0.114$ m

Si $i = 6 \quad D_P = 0.093$ m ◄

La segunda solución es mejor pues implica volúmenes desplazados menores, motor mejor equilibrado y motor cuadrado $(c = D_P)$.

**PROBLEMA Nº 7:**

Utilizar las expresiones de rendimiento efectivo y las relaciones combustible-aire y rendimiento volumétrico para encontrar una relación de parámetros donde se observe la influencia sobre el desarrollo de los siguientes factores: $\eta_e$, $F/A$, $H_i$, $\dot{m}_a$, $j$, $\eta_e$, $\eta_V$.

SOLUCION:

Se tienen las ecuaciones:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_c\,H_i} \quad (1); \qquad \frac{F}{A} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} \quad (2); \qquad \eta_V = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{a_T}} \quad (3)$$

$$\dot{m}_{a_T} = \rho_a\,V_D\,i\,\frac{n}{30\,j} \quad (4)$$

despejando de (1) y sustituyendo (2), (3) y (4) se tiene:

$$\dot{W}_e = \eta_e\,\dot{m}_c\,H_i = \eta_e\,\dot{m}_a\,F/A\,H_i = \eta_e\,\dot{m}_{a_T}\,\eta_V\,F/A\,H_i$$

$$\dot{W}_e = \eta_e\,\rho_a\,V_D\,i\,\frac{n}{30\,j}\,\eta_V\,\frac{F}{A}\,H_i \qquad \dot{W}_e = \frac{\eta_e\,\eta_V\,\rho_a\,V_D\,i\,n\,\frac{F}{A}\,H_i}{30\,j}$$ ◄

**PROBLEMA Nº 8:**
Usando información del problema anterior determinar la relación del $M_e = f\left(\eta_e, \eta_V, i \cdot V_D, H_i\ \dot{m}_a, F/A\right)$, para motores 4T y 2T.

SOLUCION:

A partir de las expresiones para $\eta_e$, F/A y $\eta_V$ se obtiene la siguiente relación:

$$\dot{W}_e = \frac{\eta_e\ \eta_V\ \rho_a\ i \cdot V_D\ n\left(F/A\right)H_i}{30\ j} \quad (1)$$

luego, usando la expresión:

$$\dot{W}_e = 2\ \pi\ n\ M_e\ (2);\ \text{donde si} \quad M_e = [N \cdot m],\ n = [rpm]$$

lo que permite obtener $\dot{W}_e = [kW]$.

$$\dot{W}_e = \frac{2\ \pi\ n\ M_e}{60 \times 1000} = \frac{\pi\ n\ M_e}{30 \times 1000}$$

dado que (1) y (2) son iguales:

$$\frac{\pi\ n\ M_e}{30 \times 1000} = \frac{\eta_e\ \eta_V\ \rho_a\ i \cdot V_D\ n\left(F/A\right)H_i}{30\ j}$$

$$M_e = \frac{1000 \times \eta_e\ \eta_V\ \rho_a\ i \cdot V_D\ \left(F/A\right)H_i}{30\ j}$$

Para un motor 4T $\quad j = 4 \therefore M_e = \dfrac{250\ \eta_e\ \eta_V\ \rho_a\ i \cdot V_D\ \left(F/A\right)H_i}{\pi}$ ◄

Para un motor 4T $\quad j = 2 \therefore M_e = \dfrac{500\ \eta_e\ \eta_V\ \rho_a\ i \cdot V_D\ \left(F/A\right)H_i}{\pi}$ ◄

**PROBLEMA No. 9:**
A partir de las relaciones de rendimiento efectivo y consumo específico efectivo demostrar que:

$$\eta_e\ \alpha\ \frac{1}{g_e}$$

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_c\ H_i} \quad (1) \quad y \quad g_e = \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_e} \quad (2)$$

a partir de (2) $\dot{W}_e = \dfrac{\dot{m}_c}{g_e}$

sustituyendo en (1) $\eta_e = \dfrac{\cancel{\dot{m}_c} / g_e}{\cancel{\dot{m}_c}\ H_i} = \dfrac{1}{g_e\ H_i}$

Nota: en este resultado es necesario verificar las unidades a fin de mantener una relación correcta entre los parámetros.

Ejemplo:

Si $g_e = \left[\dfrac{g}{h\ kW}\right]$ y $H_i = \left[\dfrac{kJ}{kg}\right]$

$$\therefore \eta_e = \frac{}{g_e \dfrac{1}{1000 \times 3600} H_i} = \frac{36 \times 10^5}{g_e\ H_i} \blacktriangleleft$$

$$\eta_e \propto \frac{1}{g_e} \blacktriangleleft$$

**PROBLEMA Nº 10:**

Plantear las diversas formas para el cálculo del rendimiento mecánico a partir de las relaciones entre parámetros efectivos e indicados.

SOLUCION:

En forma general se tiene:

$$\dot{W}_{i,e} = 2\ \pi\ n\ M_{i,e} \qquad (1)$$

$$pm_{i,e} = \frac{\dot{W}_{i,e}}{i \cdot V_D \dfrac{n}{30\ j}} \qquad (2)$$

$$\eta_{i,e} = \frac{\dot{W}_{i,e}}{\dot{m}_c\ H_i} \qquad (3)$$

$$g_{i,e} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_{i,e}} \qquad (4)$$

$$\dot{W}_i = \dot{W}_e + \dot{W}_f \qquad (5)$$

$$M_i = M_e + M_f \qquad (6)$$

$$pmi = pme + pmf \qquad (7)$$

Conociendo que: $\eta_m = \dfrac{\text{parámetro efectivo}}{\text{parámetro indicado}}$

A partir de (1), se tiene: $\eta_m = \dfrac{\dot{W}_e}{\dot{W}_i}$ $\qquad \eta_m = \dfrac{M_e}{M_i}$ (8) $\blacktriangleleft$

A partir de (5) y (6) y sustituyendo en (8), obtenemos:

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_e + \dot{W}_f} \qquad \eta_m = \frac{1}{1 + \frac{\dot{W}_f}{\dot{W}_e}}$$

$$\eta_m = \frac{M_e}{M_e + M_f} \qquad \eta_m = \frac{1}{1 + \frac{M_f}{M_e}}$$

A partir de (2) $\eta_m = \frac{pme}{pmi}$ (9)

A partir de (7) y sustituyendo en (9), se obtiene:

$$\eta_m = \frac{pme}{pme + pmf} \qquad \eta_m = \frac{1}{1 + \frac{pmf}{pme}}$$

A partir de (3) $\eta_m = \frac{\eta_e}{\eta_i}$

A partir de (4) $\eta_m = \frac{g_i}{g_e}$

**PROBLEMA Nº 11:**
Un motor diesel 4T funciona según el ciclo con suministro mixto de calor. El motor es de AN y tiene: i = 6, Dp = 140 mm, c = 152 mm y rc = 16. Suponga que cuando el motor esta funcionando a 2500 rpm tiene un $\eta v$ = 90% y trabaja con una $\phi$ = 0.7. Usando los índices del ciclo de trabajo haga el planteamiento de formulas que permitan estimar el valor de los parámetros indicados: pmi (kPa), Wi (kW), gi (g/kW h) y $\eta$i. (%)

Para calcular la pmi se tiene:

$$pmi = Crp_1 \frac{(r_C)^{n_c}}{r_C - 1}\left[rv(rp-1) + \frac{rvrp}{n_e - 1}\left(1 - \frac{1}{(r_e)^{n_e - 1}}\right) - \frac{1}{n_c - 1}\left(1 - \frac{1}{(r_c)^{n_c - 1}}\right)\right]$$

Para estimar el valor de los exponentes politrópicos:

Tabla 1

| rc | $n_c$ | $n_e$ |
|---|---|---|
| 6 - 11 | 1.30 - 1.37 | 1.23 – 1.30 |
| 15 - 22 | 1.32 – 1.40 | 1.18 – 1.20 |

Para considerar los valores de rv, rp rc y re de acuerdo al ciclo de trabajo:

Tabla 2

| Motor | rv | rp | rc y re |
|---|---|---|---|
| MECH | > 1 | = 1 | rc = re |
| MEC Lento | = 1 | > 1 | rc > re, rc = rpre |
| MEC Rápido | > 1 | > 1 | rc > re, rc = rpre |

Para los coeficientes de redondeo:

$$Cr = (\underset{MECH}{0.92} \quad - \quad \underset{MEC}{0.97})$$

Utilizando la siguiente expresión se puede calcular uno de los valores de rv o rp a partir de las características de alimentación y tamaño del motor:

$$\left(\frac{1}{c_V T_1}\right)\phi\left(\frac{F}{A}\right)_e Hi\left(\frac{r_C - 1}{(r_C)^k}\right) = \left[(rp-1) + krv(rp-1)\right]$$

Para las condiciones ambientales:

Tabla 3

| | p | T |
|---|---|---|
| AN | po | To |
| TA | $p_{SA}$ | $T_{SA}$ |

**PROBLEMA Nº 11:**
Utilizando información del problema 10 estime el valor de los parámetros efectivos: pme (kPa), We (kW), ge (g/kW h) y ηe. (%). Resuelva el problema para las siguientes condiciones:

1. A las rpm de trabajo el motor tiene un ηm = 85%.
2. A las rpm de trabajo el motor tiene un ge = 238 g/kW h.

## PROBLEMAS PROPUESTOS

**PROBLEMA N° 1:**
Utilizando las fórmulas fundamentales para calcular los parámetros del motor, demostrar que: $pme \propto \dfrac{\eta_e \, \dot{m}_a \, \phi}{i \, V_D \, n}$

**PROBLEMA N° 2:**
La potencia efectiva por unidad de área del pistón, $\dot{W}_e / A_P$, es un parámetro que caracteriza el aprovechamiento del área disponible del pistón independientemente de su tamaño. Encontrar una expresión para este parámetro en función de la presión media efectiva, velocidad media del pistón y número de cilindros para motores de 2T y 4T.

**PROBLEMA N° 3:**
Un motor se emplea para mover una máquina que consume 200 kW. La eficiencia mecánica del motor es 0.85 y consume 15 kg/h de combustible. Se hace una mejora en el diseño del motor que consigue reducir su fricción en 12 kW. Suponiendo que la eficiencia indicada no varía, cuantos kg de combustible se economizaran por hora después de la mejora.

**PROBLEMA N° 4:**
El ensayo en el banco de un MEC de 4T y 6 cilindros en un lugar donde la presión es 100 kPa y la temperatura 20 C, ha dado los siguientes resultados: $n = 2000$ rpm, $M_e = 764 \text{ N} \cdot \text{m}$ y $t_c = 57$ s, donde $t_c$ es el tiempo que tarda el motor en consumir 800 $cm^3$ de combustible de densidad $840 \text{ kg/m}^3$ y poder calorífico inferior 44 MJ/kg. Si el diámetro del cilindro es 135 mm y la carrera del pistón 156 mm; calcular:

a) Potencia producida por el motor.
b) Volumen de combustible (mm) que se inyecta por ciclo a un cilindro.
c) Rendimiento volumétrico si la relación aire-combustible relativa es 1.5.

**PROBLEMA N° 5:**

Un MECH de admisión normal, 12 cilindros, 4T trabaja a 6000 rpm con una eficiencia efectiva 0.25, eficiencia volumétrica 0.75 y emplea una mezcla de riqueza relativa 0.8. El motor utiliza gasolina de densidad $0.75\,\mathrm{kg/l}$ y la densidad del aire dentro del cilindro es 0.9 kg/m$^3$. Si el diámetro del cilindro es 75 mm.

Calcular:

a) Carrera del pistón.
b) Potencia producida por el motor.
c) Eficiencia indicada del motor.
d) Momento torsor producido por el motor.
e) Cuanto valen la presión media efectiva máxima y el consumo específico mínimo; y en que punto de régimen de giro se presentan.

**PROBLEMA N° 6:**

De un motor Diesel de admisión normal, de 4T y seis cilindros en línea, que se encuentra funcionando a 2000 rpm, se conocen los siguientes datos:

- Carrera $c = 155\,\mathrm{mm}$
- Diámetro Pistón $D_P = 118\,\mathrm{mm.}$
- Combustible inyectado por cilindro y ciclo $m_c = 0.09\,\mathrm{g}$
- Consumo másico de aire $\dot{m}_a = 180\,\mathrm{g/s.}$
- Consumo específico de combustible $g_e = 257\,\mathrm{g/kW\,h}$
- Condiciones ambientales $T = 20\,\mathrm{C}$ y $p = 100\,\mathrm{kPa}$

Calcular:

a) Eficiencia volumétrica.
b) Riqueza de la mezcla.
c) Eficiencia efectiva del motor.
d) Presión media efectiva en estas condiciones.
e) Potencia que desarrolla el motor.
f) Consumo volumétrico de combustible en litros/hora.

Datos complementarios:

- Densidad del aire a 20 C y 100 kPa $\rho_a = 1.2\,\mathrm{kg/m^3}$
- Densidad del combustible $\rho_c = 0.83\,\mathrm{kg/dm^3}$
- Poder calorífico inferior del combustible $H_i = 42500\,\mathrm{kJ/kg}$

**PROBLEMA N° 7:**

De una revista de divulgación, se han tomado los siguientes datos acerca del motor de una pequeña camioneta:

- N° de cilindros $i = 4$
- Diámetro/Carrera $D_P / c = 65/68$ (mm)
- Relación de compresión $r_c = 8.5$
- Potencia máxima a 5400 rpm $\dot{W}_{máx} = 28.5$ kW
- Par máximo a 3000 rpm $M_{máx} = 66$ N · m
- Densidad $\rho_0 = 1.2$ kg / m$^3$

Calcular:

a) La presión media efectiva máxima que es capaz de desarrollar este motor y la velocidad media del pistón correspondiente al punto de potencia máxima. ¿Es esta velocidad la máxima que puede alcanzar el motor?.
b) Estimar el valor del consumo específico mínimo de este motor, y la eficiencia efectiva correspondiente, suponiendo valores adecuados para los parámetros de funcionamiento desconocidos.
c) Si las pérdidas de calor del motor se estiman en un 35% de la energía aportada por el combustible, estimar el caudal máximo de agua que deberá circular por el sistema de refrigeración si el salto de temperaturas entre la entrada y salida al motor es de 7 C. $\left(C_{P\ agua} = 4.18\ \text{kJ / kg K y } H_i = 40000\ \text{kJ / kg}\right)$.
d) La presión media de pérdidas mecánicas en un motor de este tipo puede calcularse a partir de la expresión:

$$pmpm\ [MPa] = 0.0145\ u\ [m/s] + 0.045$$

Calcular la eficiencia mecánica del motor en el punto de potencia máxima.

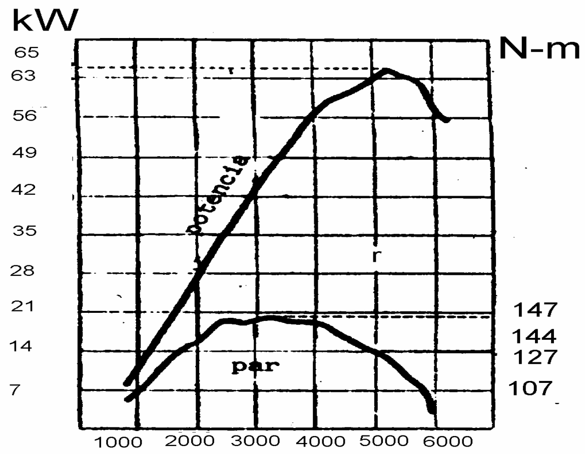
**PROBLEMA N° 8:**

Realizar el anteproyecto de un MECH de automoción que debe suministrar una potencia de 50 kW, justificando detalladamente las razones para el cálculo y elección de los siguientes parámetros:

a) Cilindrada y número de cilindros.
b) Relación carrera/diámetro y relación de compresión.
c) Velocidad de giro de máxima potencia.
d) Consumo específico de combustible y eficiencia efectiva a máxima potencia.
e) Consumo específico de combustible esperado y eficiencia efectiva a máxima potencia.
f) Cantidad de calor cedida al refrigerante y flujo másico de agua.

**PROBLEMA Nº 9:**

Las curvas características del MECH de un automóvil son las de la figura anexa. Este motor tiene 4 cilindros en línea y 170 $cm^3$ de cilindrada.




Datos adicionales:

| | |
|---|---|
| Riqueza estequiométrica | $F/A = 0.067$ |
| R del aire | $R_{air} = 0.287$ kJ / kg K |
| $C_p$ del agua | $C_{p\ agua} = 4.18$ kJ / kg K |
| Poder calorífico de la gasolina | $H_i = 42000$ kJ / kg |

Se pide:

a) Calcular la máxima pme y comentar el resultado.
b) Si las eficiencias efectivas para el par máximo y potencia máxima son 0.33 y 0.28 respectivamente cuando el motor funciona en un ambiente a 20 C y 100 kPa y las riquezas relativas utilizadas son 1.0 y 1.1 respectivamente, comparar las eficiencias volumétricas obtenidas en dichos puntos y razonar el resultado.
c) Funcionando el motor a máxima potencia se ha observado que el caudal de agua suministrado por la bomba de refrigeración es de 1.4 l / s y las temperaturas a la entrada y salida del motor son de 89 C y 97 C respectivamente. ¿Cuánto valen las pérdidas de calor relativas (respecto a la potencia calorífica suministrada por el combustible)?.

**PROBLEMA Nº 10:**
De un motor de automóvil se conocen los siguientes datos:

- Tipo: De encendido provocado, 4T.

- N° de cilindros $i = 4$
- Diámetro/Carrera $D_P\ /\ c = 76/77$ (mm)
- Cilindrada $i \cdot V_D = 1397$ cc
- Relación de compresión $r_c = 9.25$
- Potencia máxima a 5750 rpm $\dot{W}_{máx} = 53\ kW$
- Par máximo a 3500 rpm $M_{máx} = 105.8\ N \cdot m$
- Velocidad mínima $n_{min} = 700$ rpm
- Velocidad máxima $n_{min} = 6000$ rpm
- Tiempo que emplea para consumir una probeta de 100 cc., de combustible de densidad 0.76 kg/dm$^3$:

$$\text{En condiciones de}\begin{cases}\text{par máximo} & \rightarrow t = 24.2\ s\\ \text{potencia máxima} & \rightarrow t = 16.3\ s\end{cases}$$

- Consumo másico de aire de densidad 1.3 kg/m$^3$:

$$\text{en condiciones de}\begin{cases}\text{par máximo} & \rightarrow \dot{m}_{aire} = 0.042\ kg/s\\ \text{potencia máxima} & \rightarrow \dot{m}_{aire} = 0.061\ kg/s.\end{cases}$$

Calcular:

a) Velocidad media del pistón en los puntos de velocidad mínima, par máximo, potencia máxima y régimen máximo.
b) Potencia en el punto de par máximo y par en el punto de potencia máxima.
c) Presión media efectiva en kPa en los dos puntos anteriores.
d) Consumos específicos de combustible para los regímenes de par y potencia máximas e g/kW h.
e) Eficiencia volumétrica en estos dos puntos de funcionamiento.
f) Riqueza relativa en estos dos puntos, considerando que la riqueza estequiométrica es 1/14.5.
g) Con los resultados anteriores de los dos puntos de par y potencia máximos dibujar de forma aproximada los gráficos de presión media efectiva, potencia y consumo específico en función de la velocidad media del pistón.

# CAPITULO 6. INTERCAMBIO DE GASES

## RESUMEN DE FORMULAS

Flujo másico de aire $\dot{m}_a = \rho_0 \; V_D \; i \; \frac{n}{30\;j}$

Rendimiento volumétrico $\eta_V = \varphi_1 \frac{r_c}{r_c - 1} \times \frac{p_1}{p} \times \frac{T}{T_1(1 + x_R)}$

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_{a_r}}{\dot{m}_{a_T}}$$

$$\eta_V = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \frac{1}{R - 1}\left( r_c \frac{p_{1,D}}{p_0} - \frac{p_r}{p_0} \right)$$

Fracción de gases residuales $x_R = \frac{m_R}{m_a}$

Relación combustible-aire $\frac{F}{A} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}$

Relación combustible-aire relativa $\phi = \frac{F/A}{(F/A)_T}$

Temperatura de los gases residuales $T_R = T_4 \left( \frac{P_R}{P_4} \right)^{\frac{n-1}{n}}$

Flujo másico de combustible $\dot{m}_c = g_e \; \dot{W}_e$

Relación de presiones en el compresor $r_{Pc} = \frac{p}{p_0}$

$$r_{Pc} = \left( \frac{T}{T_0} + \Delta T_{ref} \right)^{\frac{\eta_{como}}{\eta_{comp} - 1}}$$

Rendimiento mecánico $\eta_m = \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_i}$

Potencia indicada $\dot{W}_i = \dot{m}_a \; H_i \; \eta_i \; \phi \, (F/A)_e$

Potencia de pérdidas mec. $\dot{W}_{pm} = \dot{W}_i - \dot{W}_e$

Rendimiento efectivo $\eta_e = \dfrac{1}{g_e\ H_i}$

Caudal Volumétrico $\dot{V}_D = \dfrac{\dot{W}_e}{pme}$

Cilindrada $i\ V_D = \dfrac{\dot{W}_e}{pme\,\dfrac{n}{30\,j}}$

Velocidad media del pistón $V_P = \dfrac{c\ n}{30}$

Ecuación de Bernoulli $\dfrac{p_0}{\rho_0} + \dfrac{v_0^2}{2} + g\ z_0 = \dfrac{p_1}{\rho_1} + \beta^2\ \dfrac{v_{ad}^2}{2} + \varepsilon\ \dfrac{v_{ad}^2}{2} + g\ z_1$

## PROBLEMAS RESUELTOS.

**PROBLEMA Nº 1:**
La ecuación Nº 1 se usa para calcular el rendimiento volumétrico del motor, tomando en consideración los efectos de la caída de presión, calentamiento de la carga y la influencia de los gases residuales.

$$\eta_V = \varphi_1 \frac{r_c}{r_c - 1} \times \frac{p_1}{p} \times \frac{T}{T_1(1 + x_R)} \qquad (1)$$

donde: $\left.\begin{matrix} p = p_{atm} \\ T = T_{amb} \end{matrix}\right\rangle$ cuando no existe sobrealimentación.

$\varphi_1$= coeficiente de recarga.

a) Calcular el rendimiento volumétrico para el caso donde $\varphi_1 = 1.0,\ r_c = 8.5$, A.N., $\Delta p_a = 15\ \text{kPa}$, $\Delta T = 20\ \text{C}$ y $x_R = 0.08$.

b) Calcular el rendimiento volumétrico para igualdad de $\varphi_1$, $r_c$, $\Delta p_a$, $\Delta T_a$ y $x_R$ pero empleando un sobrealimentador donde $r_{Pc} \approx 1.2$; $\eta_{comp} \approx 1.45$ y $\Delta T_{ref.\,intermedio} \approx 20\ \text{C}$.

SOLUCION:

a) Calculo del rendimiento volumétrico:

$$\eta_V = 1.0\ \frac{8.5}{8.5 - 1} \times \frac{100 - 15}{100} \times \frac{298}{(298 + 20)(1 + 0.08)}$$

$$\eta_v = 0.836\ (83.6\%) \blacktriangleleft$$

b) $r_{Pc} = \dfrac{p}{p_0}$; $\quad p = 100 \times 1.2 = 120\ \text{kPa}.$

$$T = T_0 (r_{Pc})^{\frac{\eta_{comp} - 1}{\eta_{comp}}} - \Delta T_{ref}$$

$$T = 298(1.2)^{\frac{1.45 - 1.0}{1.45}} - 20 = 295.3\ \text{K}$$

$$\eta_V = 1.0\ \frac{8.5}{8.5 - 1.0} \times \frac{120 - 15}{120} \times \frac{295.3}{(295.3 + 20)(1 + 0.08)}$$

$$\eta_v = 0.86\ (86\%) \blacktriangleleft$$

**PROBLEMA Nº 2:**

En un ensayo realizado en un banco de pruebas se midió un $\dot{m}_c = 0.25\ \frac{g}{s}$ cuando el motor estaba girando a 2800 rpm. Si para esta condición se estima un $\phi = 0.8$ calcule el rendimiento volumétrico si el combustible usado es diesel liviano, el motor es de 4T, $V_D = 219.6\,cc$ y el sitio de trabajo tiene $p = 86\ kPa$ y $T = 20\ C$.

SOLUCION:

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_{a_r}}{\dot{m}_{a_T}}; \quad \dot{m}_{a_T} = \rho_0\ V_D\ i\ \frac{n}{30\ j}; \quad \rho_0 = \frac{p_0}{R\ T_0}$$

$$\rho_0 = \frac{86}{0.287 \times 293} = 1.022\ \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{m}_{a_T} = 1.022 \times 219.6 \times 10^{-6} \times \frac{2800}{30 \times 4} = 0.00524\ \frac{kg}{s}$$

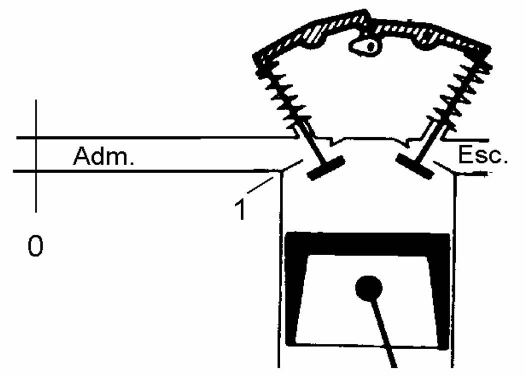
$$\phi = \frac{F/A}{(F/A)_T}; \quad F/A = \phi(F/A)_T; \quad F/A = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}; \quad (F/A)_T = 0.069$$

$$\dot{m}_{a_r} = \frac{\dot{m}_c}{\phi(F/A)_T} = \frac{0.25 \times 10^{-3}}{0.8 \times 0.069} = 0.00453\ \frac{kg}{s}$$

$$\eta_V = \frac{0.00453}{0.00524} = 0.865\,(86.5\%) \qquad \eta_V = 0.865;\ (86.5\%)$$

**PROBLEMA Nº 3:**

Utilizando la ecuación de Bernoulli demostrar que $\Delta p_a = const\ \frac{n^2}{A_V^2}$



Aplicando la ec. de Bernoulli entre los puntos 0-1 resulta:

$$\frac{p_0}{\rho_0}+\frac{v_0^2}{2}+g\,z_0=\frac{p_1}{\rho_1}+\beta^2\,\frac{v_{ad}^2}{2}+\varepsilon\,\frac{v_{ad}^2}{2}+g\,z_1$$

Donde:
$\beta=$ coeficiente de amortiguación de la velocidad de la mezcla en la sección examinada.
$\varepsilon=$ coeficiente de resistencia del sistema de admisión.

Si se adopta que: $\left\langle\begin{array}{l} u_0=0 \\ z_0=z_1 \\ \rho_0=\rho_1 \end{array}\right.$

$$\frac{p_0}{\rho_0}=\frac{p_1}{\rho_0}+\left(\beta^2+\varepsilon\right)\frac{v_{ad}^2}{2}\,;\quad \Delta p_a=p_0-p_1=\left(\beta^2+\varepsilon\right)\frac{v_{ad}^2}{2}\,\rho_0$$

Usando la continuidad en la sección más estrecha y en el cilindro

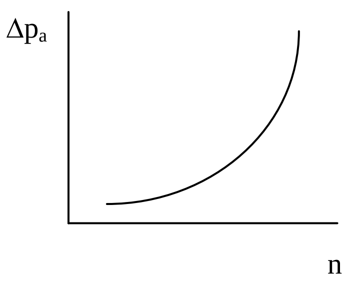
$$\rho_0\,A_V\,V_V=\rho_0\,A_P\,V_P\,;\quad V_P=\frac{c\,n}{30}$$

$$V_V=V_{ad}=\frac{A_P}{A_V}\times\frac{c\,n}{30}$$

$$\Delta p_a=\left(\beta^2+\varepsilon\right)\frac{\left(\dfrac{A_P}{A_V}\times\dfrac{c\,n}{30}\right)^2}{2}\times\rho_0$$

$$\Delta p_a=\left(\beta^2+\varepsilon\right)\frac{A_P^2\,c^2}{2(30)^2}\times\rho_0\times\frac{n^2}{A_V^2}$$

$$\Delta p_a=\text{const}\,\frac{n^2}{A_V^2}\ \blacktriangleleft\ \begin{cases} A>\quad n\quad>\Delta p_a\ \therefore<p_1 \\ A>A_V<\Delta p_a\ \therefore>p_1 \end{cases}$$



**PROBLEMA Nº 4:**
Plantear la ecuación de la primera ley de la termodinámica para un proceso de flujo estable en el múltiple de admisión considerando la vaporización del líquido combustible.

$$\dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_i \left( h_i + \frac{u_i^2}{2} + g\, z_i \right) = \sum \dot{m}_S \left( h_s + \frac{u_s^2}{2} + g\, z_s \right) + \dot{W}_{vc}$$

1) Despreciando la variación de EC y EP, así como el término $\dot{W}_{vc}$
2) Aplicando la ecuación antes y después de la vaporización.

$$\dot{Q}_{vc} + \left( \dot{m}_a h_a + \dot{m}_c h_{c,e} \right)_{antes} = \begin{bmatrix} \dot{m}_a h_a + (1 - x_v) \dot{m}_c h_{c,e} \\ + x_v\ \dot{m}_c\ h_{c,v} \end{bmatrix}_{después}$$

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}_a \left( h_{a_d} - h_{a_a} \right) + \dot{m}_c \left( h_{c,e_d} - h_{c,e_a} \right) + \dot{m}_c \left( h_{c,v} - h_{c,e} \right) x_v$$

aproximando: $\Delta h \approx C_p \Delta T; \quad h_{c,v} - h_{c,e} = h_{c,pv}$

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}_a\ Cp_a \left( T_d - T_a \right) + \dot{m}_c\ Cp_c \left( T_d - T_a \right) + \dot{m}_c\ h_{c,ev}\ x_v$$

$$T_d - T_a = \frac{\dot{Q}_{vc} - x_v \dot{m}_c h_{c,ev}}{\dot{m}_a Cp_a + \dot{m}_c Cp_{c,e}}$$

dividiendo entre la masa de aire:

$$T_d - T_a = \frac{\dot{Q}_{vc} / \dot{m}_a - x_v\ {}^F\!/\!_A\ h_{c,ev}}{Cp_a + {}^F\!/\!_A\ Cp_{c,e}}$$

$T_d - T_a =$ Cambio de temperatura desde inicio de la vaporización hasta final de la misma considerando la transferencia de calor y una fracción de combustible evaporado.

**PROBLEMA Nº 5:**
Usando la expresión del problema Nº 4 determinar la disminución de temperatura para la vaporización completa de:
a) Gasolina considerando $\phi = 1.0$ y sin intercambio de calor.
b) Metanol bajo condiciones similares.

SOLUCION:
a) Gasolina:

$$\Delta T = \frac{{}^{\dot{Q}_{vc}}\!/\!_{\dot{m}_a} - x_v\ {}^F\!/\!_A\ h_{c,ev}}{Cp_a + {}^F\!/\!_A\ Cp_{c,e}} \quad \text{considerando que} \longrightarrow \quad \dot{Q}_{vc} \quad 0$$

$\phi = 1; \quad {}^F\!/\!_A = 0.0685$

Vaporización completa $x_v = 1.0$

$$h_{c,\,ev} = 350\ \frac{kJ}{kg}\begin{cases}1\,atm\\25\,C\end{cases}$$

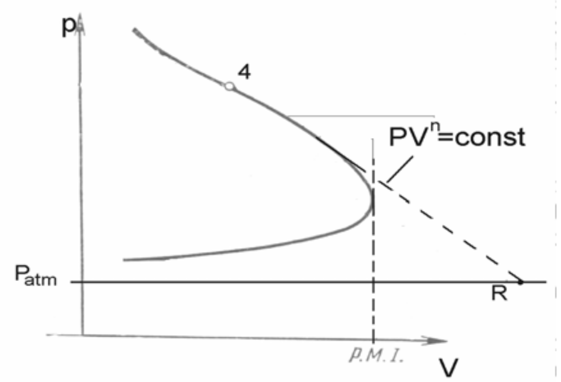
$$Cp_{gasolina,\,e} = 2.24\ \frac{kJ}{kg}\ K \qquad Cp_a = 1.0035\,\frac{kJ}{kg}\ K$$

$$\Delta T = \frac{0 - 1.0\times 0.0685\times 350}{1.0035 + 0.0685\times 2.24} \qquad \Delta T = -20.7\ C$$

b) Metanol:

$$\Delta T = \frac{0 - 1.0\times 0.0155\times 1103}{1.0035 + 0.0155\times 2.6} \qquad \Delta T = -121.6\ C$$

**PROBLEMA Nº 6:**
En un MECH con AN se sabe que la válvula de escape inicia su apertura 55º antes PMI. y los valores de p y T en ese instante son respectivamente 450 kPa y 700 K Si el motor tiene una $r_c = 8.5$ y un $V_D = 482\ cc$ estime el valor de $T_R$ y la fracción $x_R$. Considere la pérdida de calor durante el proceso.




Considerando un proceso de expansión politrópica de los ge 4 -> R

$$T_R = T_4\left(\frac{P_R}{P_4}\right)^{\frac{n-1}{n}}\ ;\ \text{Asumiendo} \qquad \begin{cases}p_R \approx p_0 \approx p_{atm} = 100\ kPa\\ n \cong 1.25\end{cases}$$

$$T_R = 700\left(\frac{100}{450}\right)^{\frac{1.25-1.0}{1.25}} = 518.2\ K$$

$x_R = \dfrac{m_R}{m_a}$ (masa fresca total que llena el cilindro = maire).

$$m_a = \rho_0\ V_D = \frac{100}{0.287 \times 298} \times 482 \times 10^{-6} = 5.64 \times 10^{-4}\ \text{kg}$$

$$p_R\ V_R = m_R\ R_R\ T_R; \quad V_R = V_{cc}$$

$$r_c = \frac{V_D + V_{cc}}{V_{cc}}; \quad V_{cc} = \frac{V_D}{r_c - 1} = \frac{482 \times 10^{-6}}{8.5 - 1} = 6.43 \times 10^{-5}\ \text{m}^3$$

Si $R_R \cong R_{aire}$ (Como aproximación ya que no se da la composición de los ge)

$$m_R = \frac{100 \times 6.43 \times 10^{-5}}{0.287 \times 518.2} = 4.32 \times 10^{-5}\ \text{kg}$$

$$x_R = \frac{4.32 \times 10^{-5}}{5.64 \times 10^{-4}} \qquad x_R = 0.0766$$

**PROBLEMA Nº 7:**

Dado un motor Diesel 4T y AN, cuya característica multiparamétrica se muestra en la figura anexa:

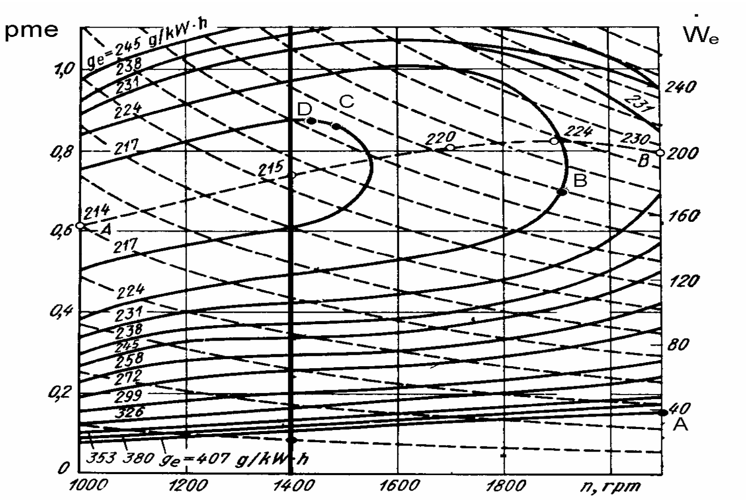



Figura 1. Curvas multiparamétricas de MEC, 4T y AN

a) Calcule su cilindrada.
b) Cuando el motor trabaja a 1900 rpm produciendo una potencia de 160 kW, cuanto vale su eficiencia efectiva.
c) Si en la condición anterior la riqueza relativa es de 0.71, cual es el valor de la eficiencia volumétrica del motor.
d) Construya la característica de carga $\dot{W}_e$ vs $g_e$ para n = 1400 rpm.

e. Cuando el consumo específico de combustible del motor es $217\,g/kW\cdot h$, cuál es su máxima potencia y su máxima presión media efectiva y a que velocidad se obtienen estos valores

SOLUCION:

a) Tomando un punto cualquiera sobre el diagrama, en este caso el <u>punto A</u>, se tienen los siguientes valores:

$$n = 2100\ rpm; \quad pme = 0.16\times10^3\ kPa; \quad \dot{W}_e = 40\ kW.$$

a los que corresponde un caudal volumétrico de:

$$i\ \dot{V}_D = \frac{\dot{W}_e}{pme} = \frac{40}{0.16\times10^3} = 0.25\,\frac{\cancel{kW}}{\cancel{kPa}}\times\frac{\cancel{J}}{\cancel{W}\cdot s}\times\frac{\cancel{N}\cdot m}{\cancel{J}}\times\frac{\cancel{Pa}\cdot m^2}{\cancel{N}}$$

$$i\ \dot{V}_D = 0.25\,\frac{m^3}{s}$$

y un volumen desplazado de:

$$V_D = \dot{V}_D\,\frac{30\ j}{n} = \frac{0.25\times30\times4}{2100} \qquad V_D = 0.0142\ m^3 = 14.2\ l \ \blacktriangleleft$$

b) El punto representativo del funcionamiento es el <u>punto B</u> al cual le corresponde un consumo específico de combustible de:

$$g_e = 224\,\frac{g}{kW\cdot h}\times\frac{kg}{10^3\ g}\times\frac{kW}{10^3\ W}\times\frac{h}{3600\cdot s}$$

$$g_e = 0.0622\times10^{-6}\ \frac{kg}{W\cdot s}$$

Por lo tanto, la eficiencia efectiva es:

$$\eta_e = \frac{1}{g_e\ H_i} = \frac{1}{0.622\times10^{-6}\times42.5\times10^6} \qquad \eta_e = 0.378\,(37.8\%)\ \blacktriangleleft$$

c) La presión media efectiva del <u>punto B</u> es:

$$pme = 0.7\ MPa$$

Y la densidad del aire atmosférico es:

$$\rho_0 = \frac{p_0}{R\ T_0} = \frac{100}{0.287\times298} = 1.169\,\frac{kg}{m^3}$$

El volumen que desplaza el motor es:

$$\dot{V}_D = \frac{\dot{W}_e}{pme} = \frac{160}{0.7\times10^3} = 0.229\,\frac{m^3}{s},$$

al que corresponde un consumo de aire de referencia:

$$\dot{m}_{a,\,0} = \dot{V}_D\ \rho_0 = 1.169\times0.229 = 0.268\,\frac{kg}{s}\times3600\,\frac{s}{h}$$

$$\dot{m}_{a_0} = 964.8\,\frac{kg}{h}$$

como el consumo de combustible del motor es:

$$\dot{m}_c = g_e\,\dot{W}_e = 224\times10^{-3}\times160 = 35.8\,\frac{kg}{h},$$

el consumo de aire será:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_c}{\phi\,(F/A)_e} = \frac{35.8}{0.71\times0.069} = 730.8\,\frac{kg}{h},$$

por lo tanto la eficiencia volumétrica queda:

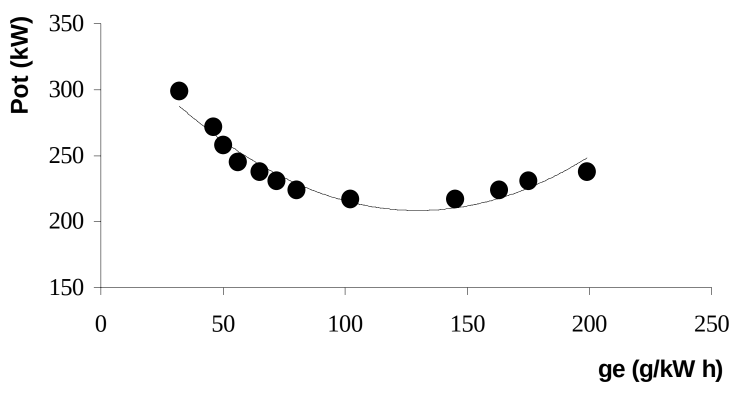
$$\eta_V = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{a_0}} = \frac{724.2}{964.8} \qquad \eta_V = 0.76\,(76.0\%)$$

d) Del gráfico, para $n = 1400$ rpm, se tienen los siguientes valores:

Tabla 1. Valores de consumo específico y potencia efectivos

| Pot (kW) | 32 | 46 | 50 | 56 | 65 | 72 | 80 | 102 | 145 | 163 | 175 | 199 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| ge (g/kW h) | 299 | 272 | 258 | 245 | 238 | 231 | 224 | 217 | 217 | 224 | 231 | 238 |

**Potencia Efectiva vs Consumo Específico Efectivo**




e) A partir de las curvas multiparamétricas cuando el consumo de combustible es 217 g/kW-h, la máxima potencia es 155 kW a 1490 rpm y se produce en el <u>punto C</u>, la máxima pme es 0.88 Mpa a 1430 rpm y se obtiene en el <u>punto D</u>.

**PROBLEMA Nº 8:**
Un MECH, de 4T, AN y rc = 8 produce una potencia indicada de 75 kW y una potencia efectiva de 60 kW con un consumo específico efectivo de combustible de 323 g/kW-h.

a) Si se sobrealimenta con un compresor accionado por el motor, los parámetros de alimentación cambian a 200 kPa y 43 C y suponiendo que las demás condiciones permanecen constantes, calcule la nueva potencia indicada que el motor producirá.
b) Calcule la potencia efectiva, consumo especifico efectivo de combustible y eficiencia mecánica de la instalación, si el compresor consume 3.5 kW.

Suponer que la potencia de fricción del motor no varía, que la caída de presión por la tubería de admisión y por la tubería de escape tienen un valor de 0.1 $p_{atm}$ cada una y el calentamiento por la tubería de admisión es 20 C.

Nota:
- ✓ Se usará el subíndice 1 para el motor sin sobrealimentar
- ✓ El subíndice 2 será para el motor sobrealimentado.

SOLUCION:
a) La expresión de la eficiencia volumétrica es:

$$\eta_V = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T}\,\frac{1}{r_c - 1}\left(r_c\,\frac{p_{1,D}}{p_0} - \frac{p_r}{p_0}\right)$$

por tanto, la eficiencia del motor sin sobrealimentar, valdrá:

$$\eta_{V,1} = \frac{298}{318}\times\frac{1}{7}\left(8\times 0.9 - 1.1\right) = 0.817$$

y la del motor sobrealimentado será:

$$\eta_{V,2} = \frac{316}{336}\times\frac{1}{7}\left(8\times 0.9 - 1.1\times\frac{100}{200}\right) = 0.893$$

Usando la relación de semejanza para la potencia en los dos casos:

$$\frac{\dot W_{i,1}}{\dot W_{i,2}} = \frac{\left(\dot m_a\ H_i\ \eta_i\ \phi\left(F/A\right)_e\right)_1}{\left(\dot m_a\ H_i\ \eta_i\ \phi\left(F/A\right)_e\right)_2},$$ puesto que $H_i$ y $(F/A)_e$ son constantes, porque no varía el combustible y $\eta_i$ y $\phi$ son constantes por definición, entonces:

$$\frac{\dot W_{i,1}}{\dot W_{i,2}} = \frac{\dot m_{a,1}}{\dot m_{a,2}} = \frac{\left(\rho_0\ \eta_V\right)_1}{\left(\rho_0\ \eta_V\right)_2} = \frac{p_{0,1}\big/ R\,T_{0,1}}{p_{0,2}\big/ R\,T_{0,2}}\ \frac{\eta_{V,1}}{\eta_{V,2}}$$

$$\frac{W_{i,1}}{W_{i,2}} = \frac{p_{0,1}}{p_{0,2}} \frac{T_{0,2}}{T_{0,1}} \frac{\eta_{V,2}}{\eta_{V,1}} = \frac{100}{200} \times \frac{316}{298} \times \frac{0.817}{0.893} = 0485$$

Por lo tanto:

$$\dot{W}_{i,2} = \frac{\dot{W}_{i,1}}{0.485} = \frac{60}{0.485} \qquad \dot{W}_{i,2} = 123.7\ \text{kW} ◂$$

a) La potencia de las pérdidas mecánicas del motor sin sobrealimentación es:

$$\dot{W}_{pm} = \dot{W}_{i,1} - \dot{W}_{e,1} = 75 - 60 = 15\ \text{kW}$$

Por tanto, la potencia efectiva del motor sobrealimentado es:

$$\dot{W}_{e,2} = 123.8 - 15 - 3.5 = 105.3\ \text{kW.}$$

Y su eficiencia mecánica es:

$$\eta_{m,2} = \frac{\dot{W}_{e,2}}{\dot{W}_{i,2}} = \frac{105.3}{123.7} \qquad \eta_{m,2} = 0.85 ◂$$

La relación de consumos específicos es:

$$\frac{g_{e,1}}{g_{e,2}} = \frac{\left(\dot{m}_c / \dot{W}_e\right)_1}{\left(\dot{m}_c / \dot{W}_e\right)_2} = \frac{\left(\dot{m}_a\ F/A\ \dot{W}_e\right)_1}{\left(\dot{m}_a\ F/A\ \dot{W}_e\right)_2}$$

$$= \frac{\left(\frac{n}{30\ j}\ i\ V_D\ \rho_0\ \eta_V\ \frac{1}{\dot{W}_e}\right)_1}{\left(\frac{n}{30\ j}\ i\ V_D\ \rho_0\ \eta_V\ \frac{1}{\dot{W}_e}\right)_2} = \frac{\rho_{0,1}}{\rho_{0,2}} \frac{\eta_{V,1}}{\eta_{V,2}} \frac{\dot{W}_{e,2}}{\dot{W}_{e,1}}$$

$$= \frac{\left(p_0 / R\ T_0\right)_1}{\left(p_0 / R\ T_0\right)_2} \frac{\eta_{V,1}}{\eta_{V,2}} \frac{\dot{W}_{e,2}}{\dot{W}_{e,1}} = \frac{p_{0,1}}{p_{0,2}} \frac{T_{0,2}}{T_{0,1}} \frac{\eta_{V,1}}{\eta_{V,2}} \frac{\dot{W}_{e,2}}{\dot{W}_{e,1}}$$

$$= \frac{100}{200} \times \frac{316}{298} \times \frac{0.817}{0.893} \times \frac{105.3}{60} = 0.85$$

por lo tanto:

$$g_{e,2} = \frac{g_{e,1}}{0.85} = \frac{323}{0.85} \qquad g_{e,2} = 379.7\ \frac{g}{kW \cdot h} ◂$$

**PROBLEMA Nº 9:**

Un motor 4T, 5000 $cm^3$ de cilindrada y relación de compresión 8, admite aire atmosférico. Se desea sobrealimentar el motor, aumentando la presión de alimentación en un 50%.

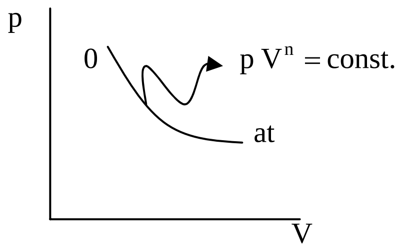
a) Que potencia debe tener el compresor si el motor trabaja a 4000 rpm, la presión final de admisión es $p_1 = 0.9\, p_0$, el calentamiento de la mezcla con la tubería de admisión es $\Delta T = 20\,C$, la presión de los gases residuales es $p_r = 1.1\, p_{atm}$ y el exponente politrópico del proceso de compresión del compresor es 1.413.

b) Que potencia produce la instalación con sobrealimentación mecánica si las pérdidas por fricción del motor con admisión normal son 15 kW, su eficiencia indicada 0.35 se puede suponer que no cambia y trabaja con una mezcla de riqueza relativa 1.11.

c) Que potencia produce el motor con admisión normal.

SOLUCION:

a)




La temperatura de descarga del compresor es:

$$T_0 = 298 \times 1.5^{0.413/1.413} = 335.5\,K$$

La relación de compresión del compresor es:

$$r_{cc} = (p_0 / p_{at})^{1/n} = (1.5)^{1/1.413} = 1.33$$

El trabajo de compresión es:

$$W_c = \frac{R\,T_0}{n-1}\left(1 - \frac{1}{r_{cc}^{n-1}}\right) = \frac{0.287 \times 335.5}{0.413}\left(1 - \frac{1}{1.33^{0.413}}\right) = 25.9\,\frac{kJ}{kg}$$

La densidad del aire a la salida del compresor es:

$$\rho_0 = \frac{p_0}{R\,T_0} = \frac{150}{0.287 \times 335.5} = 1.56\,\frac{kg}{m^3}$$

Como el consumo de aire de referencia del motor es:

$$\dot{m}_{a_0} = \rho_0\, i\, V_D\, \frac{n}{30\,j} = \frac{1.56 \times 5000 \times 10^{-6} \times 4000}{30 \times 4} = 0.26\,\frac{kg}{s}$$

y la eficiencia volumétrica vale:

$$\eta_V = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T}\,\frac{1}{r_c - 1}\left(r_c\,\frac{p_{1,D}}{p_0} - \frac{p_r}{p_0}\right)$$

$$\eta_V = \frac{335.5}{355.5} \times \frac{1}{7}\left(8 \times 0.9 - \frac{1.1}{1.5}\right) = 0.871$$

El consumo real de aire del motor es:

$$\dot{m}_a = \eta_V \ \dot{m}_{at} = 0.871 \times 0.26 = 0.226 \ \frac{kg}{s}$$

y la potencia que se debe suministrar al compresor es:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a \ W_c = 0.226 \times 25.9 \qquad \dot{W}_c = 5.9 \text{ kW}$$

b) $$\dot{W}_i = \dot{m}_a \ H_i \ \eta_i \ \phi \left(\frac{F}{A}\right)_e = 0.226 \times 44 \times 10^3 \times 0.35 \times 1.11 \times 0.067$$

$$W_i = 258.8 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_e = \dot{W}_i - W_f - \dot{W}_c = 258.8 - 15 - 5.5 \qquad \dot{W}_e = 238.3 \text{ kW}$$

c) $$\frac{\eta_{V1}}{\eta_{V2}} = \frac{\left[\frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \frac{1}{r_c - 1}\left(r_c \frac{p_{10}}{p_0} - \frac{p_r}{p_0}\right)\right]_1}{\left[\frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \frac{1}{r_c - 1}\left(r_c \frac{p_{10}}{p_0} - \frac{p_r}{p_0}\right)\right]_2}$$

d)

$$\frac{\eta_{V1}}{\eta_{V2}} = \frac{T_{0,1}}{T_{0,2}} \frac{T_{0,2} + \Delta T}{T_{0,1} + \Delta T} \frac{\left(r_c \frac{p_{1,0}}{p_0} - \frac{p_r}{p_0}\right)_1}{\left(r_c \frac{p_{1,0}}{p_0} - \frac{p_r}{p_0}\right)_2} \qquad \left\langle \begin{array}{l} 1.\ \ \text{S.A.} \\ 2.\ \ \text{A.N.} \end{array}\right.$$

$$\frac{\eta_{V1}}{\eta_{V2}} = \frac{335.5}{298} \times \frac{318}{355.5} \frac{(8 \times 0.9 - 1.1/1.5)}{(8 \times 0.9 - 1.1)} = 1.07$$

$$\rho_{at} = \frac{p_{at}}{R \ T_{at}} = \frac{100}{0.287 \times 298} = 1.169 \ \frac{kg}{m^3}$$

$$\frac{\dot{W}_{i1}}{\dot{W}_{i2}} = \frac{\left(\dot{m}_a \ H_i \ \eta_i \ \phi\left(\frac{F}{A}\right)_e\right)_1}{\left(\dot{m}_a \ H_i \ \eta_i \ \phi\left(\frac{F}{A}\right)_e\right)_2} = \frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{\eta_{V1}}{\eta_{V2}} \frac{\rho_{01}}{\rho_{02}} = 1.07 \times \frac{1.56}{1.169}$$

$$\frac{\dot{W}_{i2}}{\dot{W}_{i1}} = 1.43 \qquad \dot{W}_{i2} = \dot{W}_{i1}/1.43 = 258.5/1.43 = 180.8 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{e2} = \dot{W}_{i2} - \dot{W}_f = 180.8 - 15 \qquad \dot{W}_{e2} = 165.8 \text{ kW}$$

**PROBLEMA Nº 10:**

Un motor nuevo consume 350 kg de aire por hora produciendo una potencia indicada de 90 kW. Después de un tiempo de uso se le hace una prueba al banco en idénticas condiciones de presión, temperatura y riqueza como cuando nuevo y se encuentra que su potencia indicada es 75 kW y consume 315 kg de aire por hora.

a) Usando la expresión $\dot{W}_i = \dot{m}_a \, H_i \, \eta_i \, \phi \left(F/A\right)_e$ se puede atribuir el segundo comportamiento a dos anomalías diferentes. ¿Cuáles son estas?.

b) Cuál es la potencia indicada que produciría el motor si se presentaran por separado cada una de las anomalías.

Nota: El subíndice 1 corresponde al motor nuevo, el 2 al usado.

SOLUCION:

a) Relación de potencias indicadas:

$$\frac{\dot{W}_{i\,1}}{\dot{W}_{i\,2}} = \frac{\left(\dot{m}_a \, H_i \, \eta_i \, \phi \left(F/A\right)_e\right)_1}{\left(\dot{m}_a \, H_i \, \eta_i \, \phi \left(F/A\right)_e\right)_2} = \frac{\dot{m}_{a\,1}}{\dot{m}_{a\,2}} \, \frac{\eta_{i\,1}}{\eta_{i\,2}}$$

$$\frac{\dot{W}_{i\,1}}{\dot{W}_{i\,2}} = \frac{\rho_{0\,1}}{\rho_{0\,2}} \, \frac{\eta_{V\,1}}{\eta_{V\,2}} \, \frac{\eta_{i\,1}}{\eta_{i\,2}} = \frac{\eta_{V\,1}}{\eta_{V\,2}} \, \frac{\eta_{i\,1}}{\eta_{i\,2}}$$

Las dos anomalías serán:

1. Pérdida de llenado ◂
2. Pérdida o reducción de la eficiencia indicada. ◂

b) Si solo hubiera pérdida de llenado:

$$\frac{\eta_{V\,1}}{\eta_{V\,2}} = \frac{\dot{m}_{a\,1}}{\dot{m}_{a\,2}} = \frac{350}{315} = 1.11$$

$$W_{i\,2} = W_{i\,1} \, \frac{\eta_{V\,1}}{\eta_{V\,2}} = \frac{90}{1.11} \qquad W_{i\,2} = 81\,\text{kW} \; ◂$$

Si solo existiese reducción de la $\eta_i$

$$\frac{\eta_{i\,1}}{\eta_{i\,2}} = \frac{W_{i\,1}}{W_{i\,2}} \, \frac{\eta_{V_2}}{\eta_{V_1}} = \frac{90}{75} \times \frac{315}{350} = 1.08$$

$$W_{i\,2} = W_{i\,1} \, \frac{\eta_{i\,2}}{\eta_{i\,1}} = \frac{90}{1.08} \qquad W_{i\,2} = 83.3\,\text{kW} \; ◂$$

## PROBLEMAS PROPUESTOS:

**PROBLEMA N° 1:**
Para motores 4T el ángulo de apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape es típicamente:

$$VA\begin{cases}\text{Comienzo de apertura} & 15°\ \text{APMS}\\ \text{Cierre completo} & 50°\ \text{DPMI}\end{cases}$$

$$VE\begin{cases}\text{Comienzo de apertura} & 55°\ \text{APMI}\\ \text{Cierre completo} & 10°\ \text{DPMS}\end{cases}$$

Usando esta información determinar la duración de cada fase del ciclo de trabajo. Explicar por qué estos tiempos de apertura mejoran la capacidad de llenado del cilindro en comparación con el caso de comienzo y finalización de procesos justo en los puntos muertos.

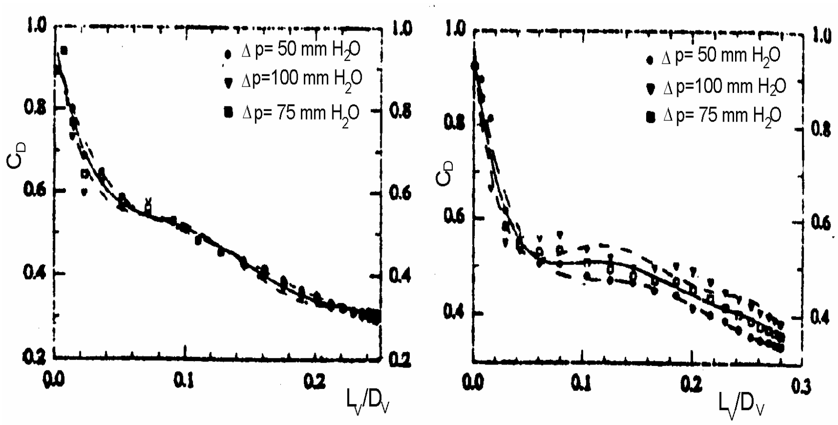
**PROBLEMA N° 2:**
Estimar la caída de presión a través de la válvula de admisión para el caso de máxima velocidad del pistón (Mitad de carrera). Considerar que el motor es 4T, Dp = c = 85 mm trabajando a 2500 rpm y 5000 rpm para una posición de mariposa de gases completamente abierta. Suponga los valores adecuados para la geometría de la válvula, comparación y estado del gas.

**PROBLEMA N° 3:**
Usando la expresión que a continuación se muestra determine la variación de la fracción de gases residuales en función de la relación $p_{adm}/p_{esc}$. Utilice los siguientes datos en la solución del problema: rc = 8.5, $T_R$ = 1400 K, $T_{adm}$ = 300 K y $(\gamma - 1)/\gamma = 0.24$

$$x_R = \left\{1 + \frac{T_R}{T_{adm}}\left[r_c\left(\frac{p_{adm}}{p_{esc}}\right) - \left(\frac{p_{adm}}{p_{esc}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]\right\}^{-1.0}$$

**PROBLEMA N° 4:**
Las gráficas presentadas a continuación muestran la variación real del coeficiente de descarga a través de las válvulas de admisión y escape en un MCIA. Por medio de la ecuación sobre el flujo instantáneo a través de un orificio determine la variación del flujo másico de aire en su paso a través de la válvula tomando en consideración los valores de $C_D$

suministrados. Suponga valores para las dimensiones del motor: dv, Lv. Recuerde que $\gamma$ es la relación de calores específicos, $\gamma = cp/cv$.




Coeficiente de descarga de la válvula de admisión

Coeficiente de descarga de la válvula de escape

$$\dot{m} = \frac{C_D\ A_R\ p_0}{(R\ T_0)^{1/2}} \left(\frac{p_T}{p_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1}\left[1-\left(\frac{p_T}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]\right\}^{\frac{1}{2}}$$

Donde: $A_R = A_C = \pi dvLv$

Para la masa de aire entrando al cilindro en esta ecuación:

po = presión en el múltiple de admisión

$p_T$ = presión aguas debajo de la válvula (en el cilindro)

**PROBLEMA N° 5:**

Cuando un motor de gasolina de 4T trabaja en Mérida a mediodía (temperatura ambiente 30 C) el calentamiento de la mezcla por la tubería de admisión es 20 C y la eficiencia volumétrica 0.75. Si el mismo motor trabaja en Mérida a medianoche cuando la temperatura es 10 C, que valor tendrá el calentamiento de la mezcla por la tubería de admisión.

**PROBLEMA N° 6:**

Un motor de 4T ECH, admisión normal, relación de compresión 8, cilindrada 2000 cm$^3$ tiene una eficiencia indicada 0.32 cuando trabaja a 5000 rpm usando mezcla de riqueza relativa 1.11. Si el combustible con el cual trabaja es una mezcla de 50% de gasolina con 50% de alcohol etílico ($C_2H_5OH$), que potencia indicada produce el motor. Suponer que el calentamiento por la tubería de alimentación es 20 C y que la caída de presión en el escape es igual a 0.1 $p_{at}$.

**PROBLEMA N° 7:**
Un MECH de relación de compresión 8 y admisión normal trabaja en un lugar donde la temperatura es 25 C. Si la pérdida de presión a lo largo de la tubería de admisión y la de escape es un 10% de la presión atmosférica en cada caso y el calentamiento de la mezcla en el colector de admisión es 20 C.

Determinar:
a) Cuánto vale $\eta_V$ del motor.
b) Cuánto valdría $\eta_V$ si sólo se presentaran pérdidas durante la admisión.
c) Cuánto valdría $\eta_V$ si la única pérdida durante la admisión fuera el calentamiento por las paredes del colector de admisión.
d) Cuánto valdría $\eta_V$ si sólo hubiese pérdidas por la contra presión de escape.

**PROBLEMA N° 8:**
Si la eficiencia indicada y la riqueza de la mezcla utilizadas por un motor permanecen constantes, cuál de los parámetros temperatura ambiente o velocidad del motor debe variarse y en que dirección para que:

a) Se aumente $\eta_V$ con una reducción simultánea de la pmi.
b) Disminuya la pmi y simultáneamente aumente la potencia indicada.

**PROBLEMA N° 9:**
De un MECH 4T y cuatro cilindros se conocen los siguientes datos:

- Cilindrada $i \cdot V_D = 1000\ cm^3$.
- Relación carrera/diámetro $c/d = 1$.
- 
- Condiciones ambientales $\begin{cases} p = 100\ kPa \\ T = 20\ C \\ \rho_{a\,o} = 1.2\ kg/m^3 \end{cases}$
- 
- Poder calorífico inferior $H_i = 42000\ kJ/kg$

Calcular la eficiencia volumétrica del motor si al final del proceso de admisión las condiciones del fluido en el interior del cilindro son: $93.7\ \text{kPa}$ y $50\ \text{C}$, y el pistón se encuentra a 51.66 mm del PMS en ese instante.

**PROBLEMA N° 10:**
Calcular la eficiencia volumétrica y el coeficiente de gases residuales de un MEC de admisión normal cuadrado (Dp = C) de 8 cilindros, cilindrada 11.25 l, velocidad media del pistón 10 m/s, diámetro de la válvula de admisión 50 mm y relación de compresión 16.5. Suponga que el calentamiento total de la mezcla por la tubería de admisión es 30 C, la presión de los gases residuales es de 0.12 Mpa y su temperatura es 850 K

# CAPITULO 7. PROCESO DE COMBUSTION

## RESUMEN DE FORMULAS

Rendimiento volumétrico $\eta_V = \dfrac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{at}}$

Flujo másico de aire $\dot{m}_{at} = \rho\, V_D\, i\, \dfrac{n}{30\, j}$

Relación combustible-aire $\dfrac{F}{A} = \dfrac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{ar}}$ $\quad \dfrac{F}{A} = \dfrac{(N\,\overline{m})_c}{(N\,\overline{m})_a}$

Rel. Combustible-aire relativa $\phi = \dfrac{(F/A)_R}{(F/A)_T}$ ; $\quad \phi = \dfrac{\left(\dfrac{N_c\ \overline{m}_c}{N_a\ \overline{m}_a}\right)_R}{\left(\dfrac{N_c\ \overline{m}_c}{N_a\ \overline{m}_a}\right)_T}$

Porcentaje de exceso de aire $1 + e = \dfrac{1}{\phi}$

Rel. de suministro de calor a $V = \text{const}$ $\quad r_V = \dfrac{T_3}{T_2} = \dfrac{P_3}{P_2}$

Peso molecular $\overline{m} = \dfrac{m}{N}$

Ecuación de combustión $\quad \text{Combustible} + \text{Aire} \rightarrow \text{Pr oductos}$

1ª ley para un proceso de combustión a $p = \text{const.}$

$$Q_{R-P} - W_{R-P} = U_P - U_R = H_P - H_R$$

$$H = \sum N_i \left(\Delta h_i + \Delta h_f^{\circ}\right)$$

1ª ley para un proceso de combustión a $V = \text{const.}$

$$Q_{R-P} - W_{R-P} = U_P - U_R; \quad H = U + p\,V = U + R\,T$$

$$Q_{R-P} = \left(H_P - N_P\, R_U\, T_P\right) - \left(H_R - N_R\, R_U\, T_R\right)$$

Ineficiencia de la combustión

$$1 - \eta_c = \frac{\sum (fm\, H_i)_j}{\left(\dfrac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a + \dot{m}_c}\right) H_i} = \frac{\sum (fm\, H_i)_i}{\left(\dfrac{A}{f} + 1\right) H_i}$$

**PROBLEMAS RESUELTOS**.

**PROBLEMA Nº 1:**
Un MECH, de admisión normal, trabajando a 1500 rpm, consume 2 g/s de Isooctano ($C_8H_{18}$). El motor tiene una cilindrada de 2.4 l y es de 4T. Determinar usando la ecuación de combustión teórica el rendimiento volumétrico del motor.

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{at}}; \quad \dot{m}_{at} = \rho\, V_D\, i\, \frac{n}{30\, j}$$

$$\dot{m}_{at} = \frac{100}{0.287 \times 298} \times 2.4 \times 10^{-3} \times \frac{1500}{30 \times 4} = 3.508 \times 10^{-2}\, \frac{kg}{s}; \left(35.08\, \frac{g}{s}\right)$$

$$\frac{F}{A} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{ar}}; \quad \dot{m}_c = 2\, \frac{g}{s}$$

Ecuación de combustión:

$$C_8H_{18} + d\left(O_2 + 3.773\, N_2\right) \rightarrow a\, CO_2 + b\, H_2O + c\, N_2$$

Balanceo

Para: Carbono $C \rightarrow \quad 8 = a$

Hidrógeno $H \rightarrow \quad 18 = 2b \therefore b = 9$

Oxígeno $O \rightarrow \quad 2d = 2a + b \therefore d = \frac{16+9}{2} = 12.5$

Nitrógeno $N \rightarrow \quad d \times 3.773 \times 2 = 2c \therefore c = 47.16$

La ecuación queda:

$$C_8H_{18} + 12.5\left(O_2 + 3.773\, N_2\right) \rightarrow 8\, CO_2 + 9\, H_2O + 47.16\, N_2$$

La relación combustible - aire es:

$$\frac{F}{A} = \frac{\left(N\, \overline{m}\right)_c}{\left(N\, \overline{m}\right)_a} = \frac{1 \times \left(12 \times 8 + 18 \times 1\right)}{12.5 \times \left(32 + 3.773 \times 28\right)} = 0.06626$$

Por lo tanto el consumo de aire real es:

$$\dot{m}_{ar} = \frac{\dot{m}_c}{F/A} = \frac{2}{0.06626} = 30.18\, \frac{g}{s}$$

Cálculo del rendimiento volumétrico del motor:

$$\eta_V = \frac{30.18}{35.08} \qquad \eta_V = 0.86\,(86\%) \blacktriangleleft$$

**PROBLEMA Nº 2:**
Un motor de encendido por chispa es puesto a funcionar con un porcentaje de exceso de aire del 111.1 % consumiendo gas metano como combustible. Determinar la riqueza de la mezcla y la composición en porcentaje de los gases de escape.

$$\phi = \frac{(F/A)}{(F/A)_e}$$

Ecuación estequiométrica de la combustión $\rightarrow (F/A)_e$

$$C_4H_{10} + d(O_2 + 3.773\ N_2) \rightarrow aCO_2 + bH_2O + cN_2$$

mediante un balance de masas se obtiene (ver problema 1.):

$$C_4H_{10} + 6.5(O_2 + 3.773\ N_2) \rightarrow 4CO_2 + 5H_2O + 24.52N_2$$

Ecuación de la combustión considerando el exceso de aire $\rightarrow (F/A)$

$$C_4H_{10} + 1.111 \times 6.5(O_2 + 3.773\ N_2) \rightarrow 4CO_2 + 5H_2O + 0.111 \times 6.5O_2 + 1.111 \times 24.54N_2$$

La ecuación queda:

$$C_4H_{10} + 7.22(O_2 + 3.773\ N_2) \rightarrow 4CO_2 + 5H_2O + 0.722O_2 + 27.24\ N_2$$

Cálculo de la riqueza de la mezcla ($\phi$):

$$\phi = \frac{\left(\dfrac{N_c\ \overline{m}_c}{N_a\ \overline{m}_a}\right)}{\left(\dfrac{N_c\ \overline{m}_c}{N_a\ \overline{m}_a}\right)_e} = \frac{(N_a)_e}{(N_a)} = \frac{6.5}{7.22} \qquad \phi = 0.90$$

Para la composición de los gases de escape se tiene:

$$N_T = \left(\sum N_i\right)_P = N_{CO_2} + N_{H_2O} + N_{O_2} + N_{N_2} = 4 + 5 + 0.722 + 27.24$$

$$N_T = 36.962$$

Por lo tanto los porcentajes quedan:

$$\%\ N_{CO_2} = \frac{N_{CO_2} \times 100}{N_T} = \frac{4 \times 100}{36.962} \qquad \%\ N_{CO_2} = 10.82\ \%$$

$$\%\ N_{H_2O} = 13.52\ \%$$

$$\%\ N_{O_2} = 1.95\ \%$$

$$\%\ N_{N_2} = 73.70\ \%$$

**PROBLEMA N° 3:**

Un motor de gasolina es ensayado encontrándose que desarrolla una potencia de 1.0 kW. Se sabe que los productos de combustión son expulsados a una temperatura de 650 K y que un análisis en base seca de los productos mostró los siguientes resultados: $\%\ N_2 = 84.1$ $\%\ CO_2 = 11.4,\ \%\ CO = 2.9,\ \%\ O_2 = 1.6$ Considerando que combustible y el aire entran al cilindro a 25 C y que el motor consume 0.15 g/s de combustible determine:

a) El calor transferido durante el proceso.
b) Eficiencia del motor.

a) Ecuación de la combustión:

$$C_aH_b + d(O_2 + 3.773\ N_2) \rightarrow 11.4\ CO_2 + 2.9\ CO + 1.6\ O_2 + e\ H_2O + 84.1\ N_2$$

Balanceo:

Para:

Carbono $C \rightarrow \quad a = 11.4 + 2.9 = 14.3$

Hidrógeno $H \rightarrow \quad b = 2e \therefore b = 31.4$

Oxígeno $O \rightarrow \quad 2d = 11.4 \times 2 + 2.9 + 1.6 \times 2 + e \therefore e = 15.70$

Nitrógeno $N \rightarrow \quad d\ 3.773 \times 2 = 84.1 \times 2 \therefore d = 22.30$

La ecuación queda:

$$C_{14.3}H_{31.4} + 22.3(O_2 + 3.773\ N_2) \rightarrow 11.4\ CO_2 + 2.9\ CO + 1.6\ O_2 + 15.70\ H_2O + 84.1\ N_2$$

Considerando que la gasolina tiene una fórmula química aproximada al isooctano $C_8H_{18}$, entonces:

$C_{14.3}H_{31.4} = 1.7875\ C_8H_{17.566} \therefore$ sustituyendo y dividiendo toda la ecuación entre el término 1.7875 se tiene:

$$C_8H_{17.566} + 12.476(O_2 + 3.773\ N_2) \rightarrow 6.378\ CO_2 + 1.622\ CO + 0.895\ O_2 + 8.783\ H_2O + 47.050\ N_2$$

Considerando el proceso de combustión a V=const.

$$Q_{R-P} - \cancel{W}_{R-P} = U_P - U_R\ ; \quad H = U + p\,V = U + R\ T$$

$$Q_{R-P} = (H_P - N_P\ R_U\ T_P) - (H_R - N_R\ R_U\ T_R)$$

para los reactantes a $T = 25\,C$ (Tabla de entalpía de formación)

$$(H_R - N_R\ R_U\ T_R) = 1\left(\cancel{\Delta h} + \Delta h_f^{o}\right)_{C_8H_{18}} + 12.476\left(\cancel{\Delta h} + \cancel{\Delta h_f^{o}}\right)_{O_2}$$

$$+ 47.050\left(\cancel{\Delta h} + \cancel{\Delta h_f^{o}}\right)_{N_2} - (1 + 12.476 + 47.05) \times 8.314 \times 298$$

$\left(H_R - N_R\ R_U\ T_R\right) = -208447.0 - 149957.52 = -358404.52\ \text{kJ}$

Para los productos a $T = 650\ \text{K}$:

$\left(H_P - N_P\ R_U\ T_P\right) = 6.378\left(15338.5 - 393522.0\right)_{CO_2}$

$+1.622\left(10481 - 110529\right)_{CO} + 0.895\left(10874.5 + 0\right)_{O_2}$

$+8.783\left(12341 - 241827\right)_{H_2O} + 47.05\left(10414 + 0\right)_{N_2}$

$-\left(6.378 + 1.622 + 0.895 + 8.783 + 47.05\right) \times 8.314 \times 650$

$\left(H_P - N_P\ R_U\ T_P\right) = -\ 4439992.96\ \text{kJ}$

Por lo tanto el calor transferido durante el proceso es:

$Q_{R-P} = -\ 4439992.96 - \left(-\ 358404.52\right)$

$$Q_{R-P} = -4081588.44\ \text{kJ}$$

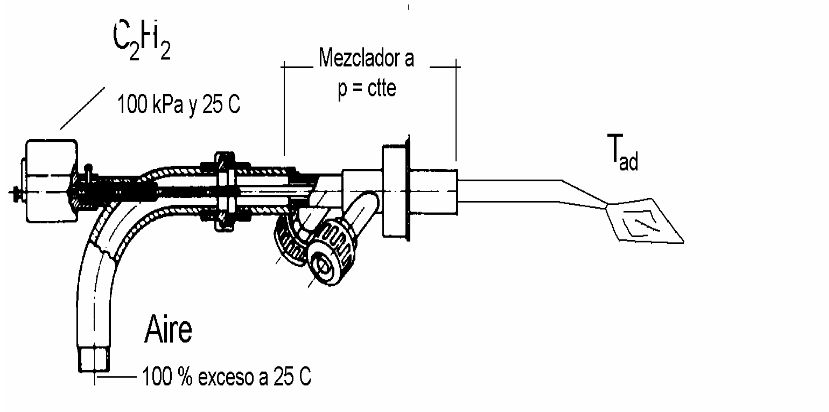
$\dot{Q}_{R-P} = \dfrac{-\ 4081588.44}{1 \times \left(8 \times 12 + 17.566\right)} \times 0.00015 \qquad \dot{Q}_{R-P} = -5.39\ \text{kW}$

b) Cálculo de la eficiencia del motor:

$\eta_e = \dfrac{\dot{W}_e}{\dot{m}_c\ H_i} = \dfrac{1}{0.00015 \times 44788} \qquad \eta_e = 0.1488;\ \left(14.88\%\right)$

**PROBLEMA Nº 4:**

Acetileno ($C_2H_2$) a 100 kPa y 25 C es alimentado a una herramienta de llama de corte. Determine la temperatura de llama adiabática cuando se trabaja con un 100 % de aire teórico a 25 C.




SOLUCION:

Ecuación de combustión:

$C_2H_2 + d\left(O_2 + 3.773\ N_2\right) \rightarrow aCO_2 + bH_2O + c\ N_2$

Balance de masas:

Para

Carbono $\quad C \rightarrow 2 = a$

Hidrógeno $H \rightarrow 2 = 2b; \quad b = 1$
Oxígeno $O \rightarrow 2d = 2a + b; d = a + b/2 = 2 + 1/2; \quad d = 2.5$
Nitrógeno $2 \times 3.773 \times d = 2c; \quad c = 9.4325$

La ecuación queda:

$$C_2H_2 + 2.5\left(O_2 + 3.773\ N_2\right) \rightarrow 2\ CO_2 + H_2O + 9.4325\ N_2$$

1ª ley para proceso de combustión a $p = \text{const.}$

$$Q_{R-P} - W_{R-P} = U_P - U_R = H_P - H_R$$

$$H = \sum N_i \left(\Delta h_i + \Delta h_f^{\circ}\right)$$

Para los reactantes a $T = 25\,C$, se tiene:

$$H_R = 1\left(\cancel{\Delta h} + \Delta h_f^{\circ}\right)_{C_2H_2} + 2.5\left(\cancel{\Delta h} + \cancel{\Delta h_f^{\circ}}\right)_{O_2} + 9.4325\left(\cancel{\Delta h} + \cancel{\Delta h_f^{\circ}}\right)_{N_2}$$

$H_R = 1\left(226731 \frac{kJ}{kmol}\right) = 226131.0\ kJ$ (tabla de entalpía de formación)

Para los productos a temperatura desconocida:
Si el proceso es adiabático $Q_{R \rightarrow P} = 0; \quad H_P = H_R$

$$H_P = 2\left(\Delta h + \Delta h_f^{\circ}\right)_{CO_2} + \left(\Delta h + \Delta h_f^{\circ}\right)_{H_2O} + 9.4325\left(\Delta h + \Delta h_f^{\circ}\right)_{N_2}$$

$$H_P = 2\left(\Delta h - 39352\right)_{CO_2} + \left(\Delta h - 241827\right)_{H_2O} + 9.4325\left(\Delta h + 0\right)_{N_2}$$

$$H_P = 2\ \Delta h_{CO_2} + \Delta h_{H_2O} + 9.4325\ \Delta h_{N_2} - 1028871.0$$

Como $H_P = H_R$, se obtiene:

$$2\ \Delta h_{CO_2} + \Delta h_{H_2O} + 9.4325\ \Delta h_{N_2} - 1028871.0 = 226731.0$$

Por lo tanto es necesario imponer una temperatura para iniciar el cálculo:

Para $T = 4000\ K$:

$$2(215635) + 183280 + 9.4325(130076) - 1028871.0 = 812620.87$$

Para $T = 3000\ K$:

$$2(152862) + 126361 + 9.4325(92738) - 1028871.0 = 277965.2$$

Para $T = 2800\ K$:

$$2(140444) + 115294 + 9.4325(85345) - 1028871.0 = 172327.7$$

Interpolando:

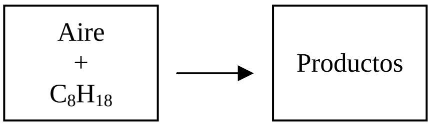
| $H_P$ | $T$ |
|---|---|
| 277965.2 | 3000 |
| 226731.0 | $T_{ad}$ |
| 172327.7 | 2800 |

$$T_{ad} = 2903\ K$$

**PROBLEMA Nº 5:**
Determinar el poder calorífico del Isooctano considerando que el proceso de combustión es completo. Tomar los dos casos comunes de combustión: volumen y presión constante.

Teóricamente el proceso de liberación de calor se analiza considerando que el proceso inicia con reactantes a 25 C y finaliza cuando los productos de la combustión son enfriados hasta 25 C.

A $V = \text{const.}$




$T_i = 25\,C$ $T_f = 25\,C$

Ecuación de combustión
$$C_8H_{18} + d\left(O_2 + 3.773\,N_2\right) \rightarrow aCO_2 + bH_2O + cN_2$$
Balance de masas:
Para:
Carbono $C \rightarrow 8 = a$
Hidrógeno $H \rightarrow 18 = 2b;\quad b = 9$
Oxígeno $O \rightarrow 2d = 2a + b;\quad d = 12.5$
Nitrógeno $2 \times 3.773 \times d = 2c;\quad c = 47.1625$

La ecuación queda:
$$C_8H_{18} + 12.5\left(O_2 + 3.773\,N_2\right) \rightarrow 8\,CO_2 + 9\,H_2O + 47.1625\,N_2$$

1ª ley para el proceso de combustión a $V = \text{const.}$

$$Q_{R-P} - \cancel{W}_{R-P} = U_P - U_R;\quad U = H - N\,R_U\,T$$
$$U_R = 1\left(\cancel{\Delta h} + \Delta h_f^{\circ}\right)_{C_8H_{18}} + 12.5\left(\cancel{\Delta h} + \cancel{\Delta h_f^{\circ}}\right)_{O_2}$$
$$+ 47.1625\left(\cancel{\Delta h} + \cancel{\Delta h_f^{\circ}}\right)_{N_2} - \left(1 + 12.5 + 47.1625\right) \times 8.314 \times 298$$
$$U_R = -208447 - 150295.71 = -358742.71\,kJ$$

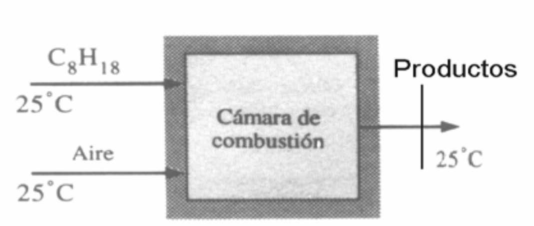
$$U_P = 8\left(0 - 393522.0\right)_{CO_2} + 9\left(0 - 241827\right)_{H_2O} + 47.1625\left(0 + 0\right)_{N_2}$$
$$-\left(8 + 9 + 47.1625\right) \times 8.314 \times 298 = -5483586.21\,kJ$$

$$Q_{R \rightarrow P} = -5483586.21 - \left(-358742.71\right) = -5124843.50\,kJ/Kg\ comb.$$

$$H = Q_{R\to P}$$

$$H = \frac{5124843.5\ \text{kJ}}{1\ \text{kmol} \times (8\times 12 + 18\times 1)\dfrac{\text{kg}}{\text{kmol}}} \qquad\qquad H = 44954.8\ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

A $\quad p = \text{ctte.}$




1ª ley para proceso de combustión a $p = \text{const.}$

$$Q_{R-P} - \cancel{W}_{R-P} = U_P - U_R = H_P - H_R$$

Para los reactantes a $T = 25\,C$, se tiene:

$$H_R = 1\left(\cancel{\Delta h} + \Delta h_f^{o}\right)_{C_8H_{18}} + 12.5\left(\cancel{\Delta h} + \cancel{\Delta h_f^{o}}\right)_{O_2} + 47.1625\left(\cancel{\Delta h} + \cancel{\Delta h_f^{o}}\right)_{N_2}$$

$$H_R = -208447.0\ \text{kJ}$$

Para los productos a $T = 25\,C$, se tiene:

$$H_P = 8\left(\cancel{\Delta h} + \Delta h_f^{o}\right)_{CO_2} + 9\left(\cancel{\Delta h} + \Delta h_f^{o}\right)_{H_2O} + 47.1625\left(\cancel{\Delta h} + \cancel{\Delta h_f^{o}}\right)_{N_2}$$

$$H_P = 8\left(0 + 393522\right)_{CO_2} + 9\left(0 + 241827\right)_{H_2O} + 47.1625\left(0 + 0\right)_{N_2}$$

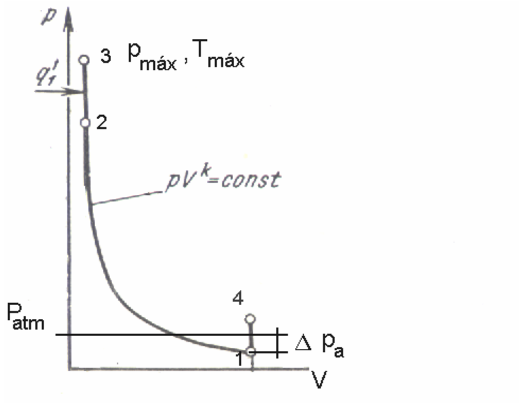
$$H_P = -5324619\ \text{kJ}$$

$$H = -\left(\frac{Q_{R\to P}}{m_c}\right) = -\left(\frac{-5324619 - (-208447)}{1\times 114}\right)$$

$$H = 44878.7\ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

**PROBLEMA Nº 6:**

Un MECH monocilindrico, 4T y con $r_c = 9.0$ trabaja con una mezcla aire metano usando un exceso de aire del 110 % del aire teórico. El motor trabaja en un lugar con $p = 100\ \text{kPa}$ y $T = 25\,C$. Considerando que en su paso por el sistema de admisión la mezcla sufre un calentamiento de $20\,C$ y experimenta una caída de presión de 15 kPa. Calcular la presión y temperatura después de la combustión bajo la suposición de cero pérdida de calor en todos los procesos y asumiendo que toda la mezcla se quema en las cercanías del PMS.




$$p_1 = p_0 - \Delta P_a = 100 - 15 = 85 \text{ kPa.}$$
$$T_1 = T_0 + \Delta T_a = 298 + 20 = 318 \text{ K}$$

$$\left.\begin{array}{l} T_2 = T_1\, r_c^{k-1} = 318(9)^{0.4} = 765.8 \text{ K} \\ P_2 = P_1\, r_c^{k} = 85(9)^{1.4} = 1842.3 \text{ kPa} \end{array}\right\} \text{Condiciones de inicio de comb.}$$

Ecuación de combustión (Teórica):

$$CH_4 + d(O_2 + 3.773\, N_2) \rightarrow aCO_2 + bH_2O + cN_2$$

Balance de masas:

| | | |
|---|---|---|
| Para | Carbono | $C \rightarrow 1 = a$ |
| | Hidrógeno | $H \rightarrow 4 = 2b; \quad b = 2$ |
| | Oxígeno | $O \rightarrow 2d = 2a + b; \quad d = 2$ |
| | Nitrógeno | $2 \times 3.773 \times d = 2c; \quad c = 7.546$ |

La ecuación queda:

$$CH_4 + 2\,(O_2 + 3.773\, N_2) \rightarrow CO_2 + 2\, H_2O + 7.546\, N_2$$

Ecuación de la combustión considerando el exceso de aire $\rightarrow (F/A)$

$$CH_4 + 1.1 \times 2\,(O_2 + 3.773\, N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + 0.1 \times 2\, O_2 + 1.1 \times 7.546\, N_2$$

La ecuación queda:

$$CH_4 + 2.2(O_2 + 3.773\, N_2) \rightarrow CO_2 + 2\, H_2O + 0.2\, O_2 + 8.3006\, N_2$$

Inicio del Proceso | Fín del Proceso

$$\boxed{\begin{array}{l} P_2,\ T_2,\ V_2 \\ CH_4 + \text{aire} \end{array}} \longrightarrow \boxed{\begin{array}{l} P_3,\ T_3,\ V \\ CO_2,\ H_2O,\ O_2 \\ N_2 \end{array}}$$

Aplicando 1ª Ley, se tiene:

$$Q_{R-P} - \cancel{W}_{R-P} = U_P - U_R\,; \quad U = H - pV = H - N\,R_u T$$

Para los reactantes a $T_2 = 765.8\ \text{K}, (492.65\ \text{C})$ se tiene:

$$U_R = \left(\Delta h + \Delta h_f^{\circ}\right)_{CH_4} + \left(\Delta h + \Delta h_f^{\circ}\right)_{O_2} + \left(\Delta h + \Delta h_f^{\circ}\right)_{N_2}$$
$$- \left(N_{CH_4} + N_{O_2} + N_{N_2}\right) R_U\ T_2$$

Recordar que los $\Delta h \neq 0$, porque $T_2 >> 25\ \text{C}\ \left(T_{\text{Referencia}}\right)$

Usando las tablas de entalpía,

$$U_R = \left(1409.23 \times 16 - 74873\right)_{CH_4} + 2.2\left(14699.1 + 0\right)_{O_2}$$
$$+ 8.3006\left(13982.7 + 0\right) - \left(1 + 2.2 + 8.3006\right) 8.314 \times 765.8$$
$$U_R = 22854.8\ \text{kJ}$$

Para los productos, se tiene:

$$U_P = \left(\Delta h - 39352\right)_{CO_2} + 2\left(\Delta h - 241827\right)_{H_2O} + 0.2\left(\Delta h + 0\right)_{O_2}$$
$$+ 8.3006\left(\Delta h + 0\right)_{N_2} - \left(1 + 2 + 0.2 + 8.3006\right) 8.314\ T$$
$$U_P = \Delta h_{CO_2} + 2\,\Delta h_{H_2O} + 0.2\,\Delta h_{O_2} + 8.3006\,\Delta h_{N_2}$$
$$- 95.616\ T - 877176$$

Es necesario suponer una temperatura para iniciar el cálculo:

Para $T = 3000\ \text{K}$:

$$U_P = 152862 + 2 \times 126361 + 0.2 \times 98098 + 8.3006 \times 92738$$
$$- 95.616 \times 3000 - 877176 \quad U_P = 30960.6\ \text{kJ}$$

Para $T = 2000\ \text{K}$:

$$U_P = 91450 + 2 \times 72689 + 0.2 \times 59199 + 8.3006 \times 56141$$

$-95.616\times 2000-877176 \quad U_P=-353736.2\ \text{kJ}$

Interpolando:

| $U_P$ | T |
|---|---|
| 30960.6 | 3000 |
| 22854.8 | $T_3$ |
| -353736.2 | 2000 |

$$T_3 = T_{adiabatica} = 2979.0\ \text{K}$$

Usando la relación:

$$r_V = \frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2}$$

$$r_V = \frac{2979.0}{765.8} = 3.89 = \frac{p_3}{p_2}$$

$p_3 = 1842.3\times 3.89$ $\qquad\qquad p_3 = 7166.5\ \text{kPa}$

**PROBLEMA Nº 7:**

Los gases de escape de un MECH tienen la siguiente composición en fracción molar $CO_2=0.12; H_2O=0.14; CO=0.01; H_2=0.005;$ $N_2=0.7247; C_8H_{18}=0.0003$. Estimar la ineficiencia de la combustión si: $H_{i,\,C_8H_{18}}=44.4\ \text{MJ/kg};\ H_{i,\,CO}=10.1\ \text{MJ/kg};\ H_{i,\,H_2}=120\ \text{MJ/kg}$

$$1-\eta_c = \frac{\sum (\text{fm}\,H_i)_j}{\left(\dfrac{\dot m_c}{\dot m_a+\dot m_c}\right)H_i} = \frac{\sum (\text{fm}\,H_i)_i}{\left(\dfrac{A}{F}+1\right)H_i}$$

$$\begin{aligned}\overline{m} = \sum y_i\ \overline{m}_i &= 0.12\times 44 + 0.14\times 18 + 0.01\times 28 + 0.005\times 2\\ &+ 0.7247\times 28 + 0.0003\times 114\\ &= 28.4158\ \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}\end{aligned}$$

$$\text{fm}_{CO} = 0.01\times\frac{28}{28.4158} = 9.8536E-3$$

$$\text{fm}_{H_2} = 0.005\times\frac{2}{28.4158} = 3.5192E-4$$

$$\text{fm}_{C_8H_{18}} = 0.0003\times\frac{114}{28.4158} = 1.2036E-3$$

$$\begin{aligned}\sum(\text{fm}\,H_i)_j &= 9.8536E-4\times 10.1 + 3.5192E-4\times 120\\ &+ 1.2036E-3\times 44.4\end{aligned}$$

$$= 0.10562 \text{ MJ/kg}$$

$$1 - \eta_c = \frac{0.10562}{\left(\frac{A}{F} + 1\right) 44.4}$$

Ecuación de combustión en función de $N_T$:

$$aC_8H_{18} + b(O_2 + 3.773\, N_2) \rightarrow 0.12\, N_T CO_2 + 0.14\, N_T H_2O$$
$$+ 0.01\, N_T CO + 0.005\, N_T H_2 + 0.7247\, N_T N_2 + 0.0003\, N_T C_8H_{18}$$

Balanceando:

Carbono $\quad C \rightarrow a \times 8 = 0.12\, N_T + 0.01\, N_T + 0.0003\, N_T \times 8$

$$a = \frac{(0.12 + 0.01 + 0.0003 \times 8)\, N_T}{8} = \frac{(0.12 + 0.01 + 0.0024)\, N_T}{8}$$

$$a = 0.01655\, N_T$$

Oxígeno $\quad O \rightarrow 2b = 0.12\, N_T \times 2 + 0.14\, N_T + 0.01\, N_T$

$$b = 0.195\, N_T$$

$$\frac{A}{F} = \frac{0.195\, N_T (32 + 3.773 \times 28)}{0.01655\, N_T (8 \times 12 + 18)} = 14.226$$

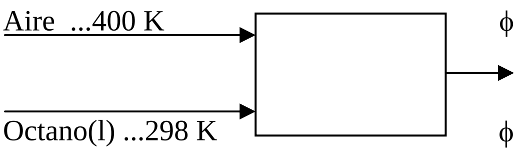
$$1 - \eta_c = \frac{0.10562}{(14.226 + 1) \times 44.4} = 1.5623E-4;\ (0.01562\%)$$

$$\eta_c = 1 - 1.5623E-4 = 0.99984;\ (99.84\%)$$

**PROBLEMA Nº 8:**

La cámara de combustión de una turbina de gas se alimenta con aire a 400 K y con Octano líquido a 25 C. Los productos de la combustión son expulsados a 1600 K. Calcular la relación F/A empleada si la combustión es completa, las pérdidas de calor son despreciables y el flujo es estacionario. Cuánto valen el porcentaje de exceso de aire necesario para mantener la temperatura de salida y el valor de la riqueza.

Combustión completa.




$$\phi = 1.0 \rightarrow (CO_2, H_2O, N_2)$$

$$\phi < 1.0 \rightarrow (CO_2, H_2O, N_2, O_2)$$

Nota: Si no existe pérdida de calor la temperatura de salida de los gases es la temperatura adiabática. Para mezclas con $\phi \approx 1.0$ esta temperatura adiabática es bastante elevada (> 2000 K) lo que quiere decir que para que la $T_{expulsión}$ sea 1600 K se debe haber utilizado un porcentaje de exceso de aire $(\phi < 1.0)$.

Ecuación de combustión sin exceso de aire:

$$C_8H_{18} + d(O_2 + 3.773\ N_2) \rightarrow aCO_2 + bH_2O + cN_2$$

Balance de masas:

Carbono $C \rightarrow 8 = a$

Hidrógeno $H \rightarrow 18 = 2b; \quad b = 9$

Oxígeno $O \rightarrow 2d = 2a + b; \quad d = 12.5$

Nitrógeno $N \rightarrow 2 \times 3.773 \times d = 2c; \quad c = 47.1625$

La ecuación queda:

$$C_8H_{18} + 12.5\,(O_2 + 3.773\ N_2) \rightarrow 8\,CO_2 + 9\,H_2O + 47.1625\ N_2$$

Ecuación de la combustión considerando el exceso de aire

$$C_8H_{18} + (1+e)12.5\,(O_2 + 3.773\ N_2) \rightarrow 8\,CO_2 + 9H_2O$$
$$+ e \times 12.5\,O_2 + (1+e) \times 47.1625\ N_2$$

Aplicando 1ª Ley considerando un proceso de combustión a $P = \text{const.}$

$$\cancel{Q}_{R-P} - W_{R-P} = U_P - U_R = H_P - H_R = 0$$
$$H = \sum N_i \left(\Delta h + \Delta h_f^{\circ}\right)_i$$

Para los reactantes se tiene:

$$H_R = 1\,(0 + 249952)_{C_8H_{18(l)}} + (1+e) \times 12.5\,(3029 + 0)_{O_2}$$
$$+ (1+e) \times 12{,}5 \times 3.773 \times (2971.0 + 0)$$
$$H_R = -249952 + 177982.3 \times (1+e)$$

Para los productos:

$$H_P = 8\left(\Delta h + \Delta h_f^{\circ}\right)_{CO_2} + 9\left(\Delta h + \Delta h_f^{\circ}\right)_{H_2O} + e \times 12.5\left(\Delta h + \cancel{\Delta h_f^{\circ}}\right)_{O_2}$$
$$+ (1+e) \times 47.1625 \times (41903 + 0)_{N_2}$$

$$H_P = 8\,(67580 - 393522)_{CO_2} + 9\,(52844 - 241827)_{H_2O}$$
$$+ e \times 12.5\,(44279 + 0)_{O_2} + (1+e) \times 47.1625\,(41903 + 0)_{N_2}$$

$$H_P = -4308383 + 553487.5\,e + 1976250.2\,(1+e)$$

Como $H_P = H_R$, se obtiene:

$$-249952 + 177982.3 \times (1+e) = -4308383$$
$$+ 553487.5\ e + 1976250.2\ (1+e)$$
$$4058431.0 = 1798267.9\,(1+e) + 553487.5\,e$$

$$e = \frac{2260163.1}{2351755.4} = 0.96$$

$$\frac{F}{A} = \frac{(N\,\bar{m})_c}{(N\,\bar{m})_a} = \frac{1(8 \times 12 + 18 \times 1)}{(1 + 0.96)12.5\,(32 + 3.773 \times 28)} \qquad \frac{F}{A} = 0.0338$$

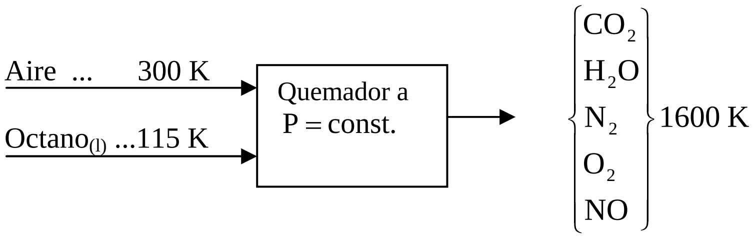
$$\%\ \text{Exceso de aire} = 196$$

$$\phi = \frac{(F/A)_R}{(F/A)_T}; \quad (F/A)_T = 0.0663 \qquad \phi = \frac{0.0338}{0.0663} = 0.51$$

**PROBLEMA Nº 9:**

En un ensayo de un quemador de turbina, se quema gas Metano (líquido saturado) a 115 K con exceso de aire, para mantener una temperatura de llama adiabática de 1600 K. Se considera que los productos de combustión consisten en una mezcla de $CO_2$, $H_2O$, $N_2$, $O_2$ y NO en equilibrio químico. Determinar el porcentaje de exceso de aire usado en la combustión y el porcentaje de NO en los productos.

$$\left(\Delta h_{CH_4,\,115\,K} = -4407.6\ \frac{kJ}{kmol}\right)$$




Ecuación de combustión:

$$CH_4 + f\,(O_2 + 3.773\,N_2) \rightarrow aCO_2 + bH_2O + cN_2 + dO_2 + gNO$$

Balance de masas:

Carbono $C \rightarrow 1 = a$ Ec.(1)

Hidrógeno $H \rightarrow 4 = 2b; \quad b = 2$ Ec.(2)

Oxígeno $O \rightarrow 2f = 2a + b + 2d + g$

$2f = 2 + 2 + 2d + g$

$f = 2 + d + 0.5g$ Ec.(3)

Nitrógeno $N \rightarrow 3.773 \times 2 \times f = 2c + g$

$3.773f = c + 0.5g$ Ec.(4)

Teoría del equilibrio químico:

$$N_2 + O_2 \rightarrow 2\ NO \quad K_{eq} = \frac{Y_{NO}^2}{Y_{N_2}\ Y_{O_2}}\ P^{2-1-1}$$

de la ecuación de combustión:

$$K_{eq} = \frac{\left(\dfrac{g}{a+b+c+d+g}\right)^2}{\left(\dfrac{c}{a+b+c+d+g}\right)\left(\dfrac{d}{a+b+c+d+g}\right)} = \frac{g^2}{c\ d}$$

$$K_{eq}\Big|_{1600\ K} = e^{-10.547} = 2.6834\ E-5$$

$$\frac{g^2}{c\ d} = 2.6834\ E-5 \qquad \text{Ec (5)}$$

Aplicación de la 1ª ley

$$H_P = H_R$$

Para los reactantes:

$$H_R = (-4407.5 - 74873) + f\ (54+0) + 3.773\ f\ (54+0)$$

$$H_R = -79280.5 + 257.74\ f$$

Para los productos:

$$H_P = (67580 - 39352)_{CO_2} + 2\ (52844 - 241827)_{H_2O}$$

$$+ c\ (41903 + 0)_{N_2} + d\ (44279 + 0)_{O_2} + g\ (43321 + 90592)_{NO}$$

$$H_P = -703908 + 41903\ c + 44279\ d + 133913\ g$$

Como $H_P = H_R$, se tiene:

$$-79280.5 + 257.74\ f = -703908 + 41903\ c + 44279\ d + 133913\ g$$

$$41903\ c + 44279\ d + 133913\ g - 257.74\ f = 624627.5$$

$$c + 1.0567\ d + 3.1958\ g - 0.006151\ f = 14.9065 \qquad \text{Ec (6)}$$

Sustituyendo Ecuaciones:

Ec (3) en Ec (4)

$$3.773\ (2 + d + 0.5\ g) = c + 0.5\ g$$

$$7.546 + 3.773\ d + 1.8865\ g = c + 0.5\ g$$

$$7.546 + 3.773\ d + 1.3865\ g = c \qquad \text{Ec (7)}$$

Ec.(3) en Ec.(6):

$$c + 1.0567\ d + 3.1958\ g - 0.006151\ (2 + d + 0.5\ g) = 14.9065$$

$$c + 1.05054\ d + 3.1927\ g = 14.9188 \qquad \text{Ec.(8)}$$

Ec.(7). en Ec.(8):

$$\left(7.546+3.773\,d+1.3865\,g\right)+1.05054\,d+3.1927\,g=14.9188$$

$$4.8235\,d+4.5792\,g=7.3728$$

$$d=1.5285-0.9494\,g \qquad \text{Ec.(9)}$$

Ec(7) en Ec(5):

$$\frac{g^2}{\left(7.546+3.773\,d+1.3865\,g\right)d}=2.6834\,E-5$$

$$\frac{g^2}{7.546\,d+3.773\,d^2+1.3865\,g\,d}=2.6834\,E-5$$

Ec(9) en anterior:

$$\frac{g^2}{7.546(1.5285-0.9494\,g)+3.773(1.5285-0.9494\,g)^2}\cdots$$

$$\cdots\frac{1}{+1.3865\,g\,(1.5285-0.9494\,g)}=2.6834\,E-5$$

$$\frac{g^2}{20.3490-7.1642-10.9504+3.4008\,g^2+2.1193\,g-1.3163\,g^2}$$
$$=2.6834\,E-5$$

$$\frac{g^2}{20.3490-15.9953\,g+2.0845\,g^2}=2.6834\,E-5$$

$$0.99994\,g^2+4.2921\,E-4\,g-5.4605\,E-4=0$$

$$g^2+4.2924\,E-4\,g-5.46083\,E-4=0$$

$$g_{1,2}=\frac{-b\pm\sqrt{b^2-4\,a\,c}}{2\,a}$$

$$g_{1,2}=\frac{-4.2924\,E-4\pm\sqrt{(4.2924\,E-4)^2-4(1)(-5.46083\,E-4)}}{2(1)}$$

$$g_{1,2}=\frac{-4.2924\pm0.04674}{2}\begin{cases}+0.023154\ (\text{Posible})\\-0.02358\ (\text{Imposible})\end{cases}$$

$$\left.\begin{aligned} g &= 0.023154\\ d &= 1.50652\\ c &= 13.2622\\ f &= 3.518097\\ a &= 1\\ b &= 2 \end{aligned}\right\rangle \quad \begin{aligned} \Sigma N_i &= a+b+c+d+g\\ \Sigma N_i &= 17.7919 \end{aligned}$$

$$\%\ NO = \frac{g \times 1000}{\Sigma N_i} \qquad \%\ NO = 0.1301\,\%$$

Calculando F/A a partir de la ecuación de combustión:

$$\left(\frac{F}{A}\right)_R = \frac{1(12\times 1 + 4\times 1)}{3.518097(32 + 3.773\times 28)} = 0.03304$$

$$\left(\frac{F}{A}\right)_T = 0.058$$

$$\phi = \frac{0.03304}{0.058} = 0.56965$$

$$1 + e = \frac{1}{\phi} \quad \therefore \quad e = \frac{1}{0.56965} - 1 \qquad e = 0.75546;\ (75.546\,\%)$$

**PROBLEMA Nº 10:**

Butano se quema con 200 % de aire teórico y los productos de combustión en equilibrio químico contienen solo $CO_2$, $O_2$, $H_2O$, $N_2$, NO y $NO_2$. Estos productos son expulsados a una $T = 1400\,K$ y $p = 2$ atm. Plantee las ecuaciones necesarias para determinar:

a) La composición en equilibrio en el estado indicado.
b) La constante de equilibrio a la temperatura especificada para la reacción del $NO_2$ usando el método de fórmulas.

SOLUCION:

Ecuación de combustión sin exceso de aire:

$$C_4H_{10} + d(O_2 + 3.773\ N_2) \rightarrow aCO_2 + bH_2O + cN_2$$

Balance de masas:

Carbono $C \rightarrow 4 = a$

Hidrógeno $H \rightarrow 10 = 2b; \quad b = 5$

Oxígeno $O \rightarrow 2d = 2a + b; \quad d = 6.5$

Nitrógeno $2 \times 3.773 \times d = 2c; \quad c = 24.5235$

Ecuación de combustión del problema:

$$C_4H_{10} + (1+1)6.5\,(O_2 + 3.773\ N_2) \rightarrow aCO_2 + bO_2 + cH_2O + dN_2 + f\ NO + gNO_2$$

Se necesitan 6 ecuaciones por lo que el balance de masas queda:

Carbono $C \rightarrow 4 = a$ Ec.(1)

Hidrógeno $H \rightarrow 10 = 2c; \quad c = 5$ Ec.(2)

Oxígeno $O \rightarrow 26 = 2a + 2b + c + f + 2g$

$$26 = 8 + 2b + 5 + f + 2g$$

$$13 = 2b + f + 2g \qquad \text{Ec.(3)}$$

Nitrógeno $N \rightarrow 98.098 = 2d + f + g$ Ec.(4)

Ecuación del equilibrio químico para el NO:

$$N_2 + O_2 \rightarrow 2\ NO \qquad K_{eq_{1,1400}} = \frac{Y_{NO}^2}{Y_{N_2}\ Y_{O_2}}\left(\frac{P}{P_0}\right)^{2-1-1}$$

$$K_{eq_{1,1400}} = e^{-12.491} = 3.76034\ E-6$$

de la ecuación de combustión:

$$K_{eq_{1,1400}} = \frac{\left(\frac{f}{a+b+c+d+f+g}\right)^2}{\left(\frac{d}{a+b+c+d+f+g}\right)\left(\frac{b}{a+b+c+d+f+g}\right)} = \frac{f^2}{d\ b}$$

$$\frac{f^2}{d\ b} = 3.76034\ E-6 \qquad \text{Ec.(5)}$$

Ecuación del equilibrio químico para el $NO_2$:

$$N_2 + O_2 \rightarrow 2\ NO_2 \qquad K_{eq_2} = \frac{Y_{NO_2}^2}{Y_{N_2}\ Y_{O_2}}\left(\frac{P}{P_0}\right)^{2-1-2}$$

$$K_{eq_{2,1400}} = e^{-20.826} = 9.02367\ E-10$$

de la ecuación de combustión:

$$K_{eq_2} = \frac{\left(\frac{g}{a+b+c+d+f+g}\right)^2}{\left(\frac{d}{a+b+c+d+f+g}\right)\left(\frac{b}{a+b+c+d+f+g}\right)^2} \times 2^{-1}$$

$$K_{eq_2} = \frac{1}{2}\,\frac{(a+b+c+d+f+g)\,g^2}{d\,b^2}$$

$$\frac{(9+b+d+f+g)g^2}{d\,b^2} = 1.80473\,E-9 \qquad \text{Ec.(6)}$$

De la Ec.(3) se despeja b:
$b = 6.5 - 0.5\,f - g$

De la Ec.(4) se despeja d:
$d = 49.049 - 0.5\,f - 0.5\,g$

Uniendo Ec.(5) y Ec.(6), se obtiene:

$$\frac{f^2}{3.76034\,E-6} = d\,b; \quad \frac{(9+b+d+f+g)\,g^2}{(1.80473\,E-9)\,b} = d\,b$$

$$\frac{(9+b+d+f+g)\,g^2}{f^2\,b} = \frac{1.80473\,E-9}{3.76034\,E-6}$$

Sustituyendo los valores de b y d, se tiene:

$$\frac{(64.549-0.5\,g)\,g^2}{f^2\,(6.5-0.5\,f-g)} = 4.79938\,E-4$$

a) $-\Delta G^o = R_U\,T\,Ln\,K_{eq}; \quad Ln\,K_{eq} = -\frac{\Delta G^o}{R_U\,T}$

A partir de tablas:
Para la reacción de equilibrio $N_2 + 2O_2 \rightarrow 2NO_2$ a $T = 1400$ K
$K_{eq} = 9.02367\,E-10$

$\therefore \quad G = H - T\,S$

$\Delta G^o = \Delta H^o - T\,\Delta S; \quad \Delta G = G_P - G_R$

$\Delta H = H_P - H_R$

$\Delta H^o = 2(54095+33723) - [1(34936+0) + 2(36966+0)]$
$\Delta H^o = 66768.$
$\Delta S^o = 2(312.253) - [1(239.484) + 2(255.564)]$
$\Delta S^o = -126.106.$

$$Ln\,K_{eq} = -\frac{66768 - 1400(-126.106)}{8.314\times 1400} = -20.9041$$

$$K_{eq} = 8.34574\,E-10$$

## PROBLEMAS PROPUESTOS

**PROBLEMA Nº 1:**
Un motor de encendido por chispa consume mezcla aire-propano. En un análisis de gases secos se obtuvieron los siguientes resultados: $\%CO_2 = 10.8, \%O_2 = 4.5, \%CO = 0$ y $\%H_2 = 0.$
Determinar a partir de la ecuación de la combustión la riqueza $(\phi)$ de la mezcla.

**PROBLEMA Nº 2:**
Se quema Octano $(C_8H_{18})$ con aire seco, y un análisis volumétrico de los productos en base seca muestra que hay 11.3% $CO_2$, 4% $O_2$ y 0.6% CO.
Calcular:
a) Relación F/A.
b) Porcentaje de aire teórico utilizado.
c) Estimar el valor de $T_{máx}$ que puede ser alcanzado en el ciclo de trabajo de un MECH usando los datos suministrados. (Suponga lo que ud. considere correcto).

**PROBLEMA Nº 3:**
Usando los datos del Problema Nº 2 que valor de $T_{máx}$ se alcanza en el ciclo del motor si este consume mezcla estequiométrica, comentar los resultados basándose en la composición de los gases, presencia de compuestos de combustión incompleta, exceso de aire. Calcule además la relación C/H para el Octano y compárela con la obtenida en la ecuación de combustión.

**PROBLEMA Nº 4:**
Determine la temperatura de llama adiabática para la combustión teórica del acetileno con oxígeno. Considerar que el proceso es a $p = \text{const}$ y que los reactantes entran a 25 C.

**PROBLEMA Nº 5:**
Se tiene un quemador que trabaja con gas natural (90% Metano y 10% Etano). El aire es suministrado con un 110% de exceso a una $T = 25\,C$ y $p = 100\,kPa$.
Calcular la cantidad de calor transferido en el proceso.

**PROBLEMA Nº 6:**

Un biogas producto de una planta procesadora de alimentos se utiliza para encender los quemadores de dicha planta. El proceso se considera que ocurre a $P_{atm}$. Si este biogas tiene una composición en volúmen de 50% $CH_4$, 45% $CO_2$ y 5% $H_2$, determinar su poder calorífico superior.

**PROBLEMA Nº 7:**
Hidrógeno gaseoso a 25 C reacciona con 400 % del requerimiento teórico de Oxígeno. Calcule la temperatura máxima de combustión si el Oxígeno entra al quemador a 500 K.

**PROBLEMA Nº 8:**
Un mol de $H_2O$ se calienta a 2800 K y 1 atm. Determinar la composición en equilibrio suponiendo la presencia de $H_2O$, $H_2$, $O_2$ y OH.

**PROBLEMA Nº 9:**
A continuación se plantea una reacción de equilibrio entre las especies mostradas. Usando esa información determinar la temperatura de equilibrio, considerando que estos productos están a 30.3 atm.

$$1\,CO_2 + 1\,H_2 + 0.5\,O_2 \rightarrow 0.5\,CO_2 + 0.11\,H_2 + 0.305\,O_2 + 0.5\,CO + 0.89\,H_2O$$

**PROBLEMA Nº 10:**
Butano se quema con 200 % de aire teórico y los productos de combustión en equilibrio químico contienen sólo $CO_2$, $O_2$, $H_2O$, $N_2$, NO y $NO_2$. Estos productos son expulsados a 1400 K y 2 atm. Determine la composición en equilibrio en estado estable.