

CARACTERIZACIÓN DEL FLUIDO DE TRABAJO PARA MOTORES DE CICLO OTTO A CUATRO TIEMPOS Y SU UTILIZACIÓN EN EL CICLO INDICADO PREVISTO.

Diego C. Caputo^a, Rodolfo O. Berberi^a, Nestor A. E. Ferré^b, Alberto Puricelli^b, Verónica Fonteriz^b, Romina Ferreyra^b, Rodolfo N. Aguirre^b, Blas E. Calvo^b, José Mauro Bruno^b

RESUMEN

El presente trabajo se encuentra inserto en el proyecto de investigación denominado “Modelo físico matemático del ciclo previsto para motores de combustión interna” (CIPREV), realizado en conjunto entre el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Tecnológica Nacional FRBA y la Facultad de Ingeniería de la Universidad de la Marina Mercante. Como ya es sabido el motor alternativo basa su principio de funcionamiento en el aprovechamiento mecánico de la expansión de los gases de combustión dentro del cilindro para transmitir movimiento a los órganos del sistema biela manivela. El presente estudio se propone indagar en la naturaleza y características del fluido de trabajo de la máquina para que sus resultados puedan ser utilizados como datos para el cálculo del ciclo indicado de los motores. El procedimiento experimental se ha basado en la determinación del coeficiente politrópico del

proceso de compresión y la determinación de la composición de los gases de combustión durante un ensayo de potencia al freno con obtención del consumo específico.

Palabras Clave: motor, ciclo indicado, exponente politrópico, potencia, compresión.

1. INTRODUCCIÓN

El conocimiento y caracterización del fluido de trabajo resultan de vital importancia en el desarrollo de los modelos de cálculo del ciclo indicado en motores de combustión interna. Desde los modelos más teóricos de la máquina ideal en cuyo ciclo evoluciona como fluido de trabajo el aire, hasta los modelos más reales como el ciclo límite o el ciclo indicado previsto [1], definir el fluido de trabajo y sus características resulta imprescindible al momento de determinar el calor producido, el trabajo, la potencia, el consumo y otras características inherentes al ciclo y la máquina.

^a Universidad de la Marina Mercante, Facultad de Ingeniería, Av. Rivadavia 2258 Ciudad Autónoma de Buenos Aires, Argentina. dcaputo@udemmm.edu.ar, rodolfo.berberi@gmail.com

^b Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Buenos Aires, Dto. Ingeniería Mecánica, Medrano 951 3° piso of. 303 C.A.B.A., Argentina. nesferre@gmail.com, copimagen5@gmail.com, vero_fonteriz15@hotmail.com, roelizabeth_15@hotmail.com, aguirre.rodolfo@gmail.com, blascalvo88@hotmail.com, maurojbruno@yahoo.com

Como es suficientemente conocido el ciclo de trabajo de un motor de combustión interna que opera según el ciclo Otto de cuatro tiempos, está constituido por dos transformaciones a volumen constante y dos politrópicas, una de compresión y otra de expansión.

Su trabajo está determinado por la cantidad de fluido que opera y por las temperaturas extremas que alcanza. El mismo puede ser representado en un diagrama presión - volumen, y su área determina el trabajo y la potencia que se puede obtener.

El presente estudio se apoya en el trabajo experimental desarrollado en el laboratorio de Termofluidos y Máquinas Térmicas dependiente de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de la Marina Mercante y centra su atención en aportar datos para una mayor comprensión acerca de la naturaleza del agente de trabajo real del motor. Aquí se muestran los resultados obtenidos en la primera etapa de determinación del coeficiente politrópico, centrandó el estudio en la carrera de compresión.

2. PLANTEO DEL PROBLEMA Y MODELOS PROPUESTOS

2.1 Caracterización del proceso de compresión.

El proceso de compresión corresponde al segundo tiempo del ciclo operativo de cuatro tiempos. Tiene lugar al finalizar la carrera descendente de admisión, cuando el pistón llega al punto muerto inferior PMI, y comienza su carrera ascendente. El cambio de dirección va reduciendo el volumen total del cilindro V_1 , e interactúa con la carga nueva ingresando al cilindro y con dirección opuesta. Cuando se pro-

duce el cierre de las válvulas de admisión comienza un incremento sostenido de la presión hasta alcanzar la máxima presión de compresión P_2 cuando el pistón llega nuevamente al punto muerto superior PMS, y el volumen total del cilindro V_1 queda reducido al de la cámara de combustión V_2 .

En el proceso de compresión participa una masa determinada de fluido de trabajo, e influyen en forma determinante la velocidad con que se realiza, los parámetros iniciales de presión P_1 y temperatura T_1 , y la permeabilidad térmica del sistema. Todas estas condiciones de borde determinan la máxima presión P_2 y temperatura T_2 que pueden verificarse en el interior del cilindro. La transformación que más se asemeja al proceso de compresión real es del tipo politrópica. Es decir, aquella que se realiza con intercambio de calor con el medio exterior pero manteniendo constantes los calores específicos del fluido de trabajo en el intervalo de temperaturas considerado. Su formulación genérica es la siguiente:

$$p \cdot v^n = cte \quad (1)$$

Y aplicándola a la transformación observada en la carrera de compresión, que sucede entre los volúmenes extremos V^1 (volumen total o máximo del cilindro) y V^2 (volumen de la cámara de combustión), puede escribirse:

$$P_1 \cdot V_1^n = P_2 \cdot V_2^n \quad (2)$$

Siendo n el valor del exponente o coeficiente politrópico que caracteriza al fluido de trabajo y al sistema particular. Partiendo de la ecuación (2), podemos obtener la fórmula general para determinar el valor del coeficiente politrópico medio que determina la forma de la curva de compresión y los valores extremos que pueden alcanzarse:

$$n = \frac{\log \frac{P_2}{P_1}}{\log \varepsilon} \quad (3)$$

La relación de compresión ε , es una relación volumétrica que representa el valor máximo en el que se reduce el volumen total del cilindro hasta alcanzar el volumen de la cámara de combustión, y puede expresarse como sigue

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad (4)$$

En su recorrido desde el PMI hasta llegar al PMS, el pistón adopta infinitos puntos intermedios que determinan un sin número de relaciones entre el volumen total del cilindro y el observado en cada punto de su recorrido. En un modo genérico puede escribirse que la presión p_y en el interior del cilindro durante la carrera de compresión corresponde a un volumen V_x , para $V_2 \leq V_x \leq V_1$, y su valor estará dado por:

$$p_y = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_x} \right)^n \quad (5)$$

Para esta primera formulación se ha considerado que el exponente politrópico de compresión se mantiene constante durante toda la carrera de compresión.

El trabajo de compresión, suministrado por la máquina al fluido, puede obtenerse a partir de la politrópica de compresión como:

$$L_c (\text{trabajo} - \text{compresión}) = \int_{V_2}^{V_1} P_y \cdot dv \quad (6)$$

Sustituyendo dv por dx , y Vx por x , y asumiendo constantes los valores de V_1 , V_2 , y p_1 :

$$L_c = \int_{V_2}^{V_1} \left(p_1 \cdot \frac{V_1^n}{x^n} \right) \cdot dx \quad (7)$$

$$L_c = p_1 \cdot V_1^n \cdot \int_{V_2}^{V_1} x^{-n} \cdot dx \quad (8)$$

Resolviendo la integral y volviendo a sustituir por los valores correspondientes:

$$L_c = p_1 \cdot V_1^n \cdot \left(\frac{V_1^{-n+1} - V_2^{-n+1}}{-n+1} \right) [1] \quad (9)$$

Asimismo para las transformaciones politrópicas se verifica que el trabajo se puede calcular en función de las temperaturas que corresponden a los estados extremos de la misma y al calor específico a volumen constante del fluido:

$$L_c = c_v \cdot (T_2 - T_1) \cdot m_t \quad (10)$$

Asumiendo para este estudio el modelo de los gases ideales, también debe verificarse para todos los puntos de la politrópica:

$$R_{g1} = \frac{p \cdot V}{m_t \cdot T} \quad (11)$$

Donde m_t es la masa total de fluido que evoluciona y R_{g1} la constante particular del sistema.

Por último, conociendo la relación de mezcla α (masa de aire/ masa de combustible) que determina las proporciones en la demanda de aire para una combustión

completa y el exceso de aire con que ésta se produce, es posible conocer la masa de fluido que evoluciona en el ciclo.

$$\alpha = \frac{m_a}{m_c} \quad (12)$$

Siendo λ el exceso de aire con que se produce la combustión, m_c la masa de combustible, m_a la masa de aire y m_t la masa total de fluido que evoluciona.

$$m_t = \lambda \cdot m_a + m_c \quad (13)$$

$$m_t = m_c \cdot (\lambda \cdot \alpha + 1) \quad (14)$$

2.2 Datos de partida e hipótesis simplificativas.

Se asumen conocidas algunas cuestiones inherentes al cálculo básico de los motores. Para mayor exactitud la relación de compresión (ϵ) se ha obtenido midiendo el volumen de cada cámara de combustión y operando como se indica en la tabla 1.

Tabla 1. Abreviaturas y fórmulas básicas.

El trabajo experimental se ha realizado sobre un motor Fiat de la serie 138A.028 de 1498 cm³ de cilindrada. Se han tomado como datos de partida la carrera, el diámetro del cilindro, el número de cilindros y la curva característica de potencia. Estos datos han sido obtenidos del manual de taller del motor [2] y se muestran en la Tabla 2.

Tabla 1. Abreviaturas y fórmulas básicas.

CUADRO DE ABREVIATURAS Y FORMULAS BÁSICAS.-			
Abreviatura	Parámetro	Unidad	Fórmula
C	Carrera	(cm)	dato
D	Diámetro	(cm)	dato
ϵ	Relación de compresión	***	$\epsilon = V1/V2$
Vc	Cilindrada unitaria	(cm ³)	$Vc = \pi \cdot D^2 \cdot C / 4$
N°	N° de cilindros	***	dato
Vct	Cilindrada Total	(cm ³)	$Vct = Vc \cdot N^\circ \text{ cil.}$
N	Regimen de rotación del motor	(1/min)	dato
V2	Volumen de la cámara de combustión	(cm ³)	medido
V1	Volumen total del cilindro	(cm ³)	$V1 = \epsilon \cdot V2$; o bien $V1 = Vc + V2$
P1	Presión de admisión	(kg/cm ²)	medido
n	Exponente politrópico en la transformación de compresión y expansión	***	ver formula (3)
P2	Presión final de compresión	(kg/cm ²)	medido

Tabla 2. Datos técnicos del motor y cálculos preliminares de los parámetros geométricos del motor V_1 y ϵ .

Aplicación del modelo del ciclo previsto: ensayo preliminar. Valor de P2 obtenido a 2450 RPM.-		DATOS TÉCNICOS DEL MOTOR Y RPM DE ENSAYO						CALCULO GEOMETRÍA CILINDRO		
		1	2	3	4	5	6	7	11	12
		Carrera	Diámetro	N° de cilindros	Cilindrada unitaria	Potencia efectiva a 2450 rpm.	Rotaciones corresp. a la potencia evaluada	Relación de compresión	Volumen total del cilindro	Volumen de la cámara de combustión
		C	D	N°	Vc	Pe	N	ϵ	V1	V2
		(mm)	(mm)		(cm3)	(CV)	(rpm)		(cm3)	(cm3)
Marca/Modelo	Cilindro N°	dato manual fabricante	dato manual fabricante	dato manual fabricante	calculado $Vc = \pi \cdot D^2 \cdot C / 4$	dato manual fabricante	dato manual fabricante	calculado $\epsilon = V1/V2$	Calculado $V1 = Vc + V2$	medido
Fiat Regatta 85 - 1500 c.c.	Cilindro 1	63,9	86,4	1	374,64	9,27	2450	9,89	416,76	42,12
	Cilindro 2	63,9	86,4	1	374,64	9,27	2450	10,11	415,76	41,12
	Cilindro 3	63,9	86,4	1	374,64	9,27	2450	10,11	415,76	41,12
	Cilindro 4	63,9	86,4	1	374,64	9,27	2450	10,11	415,76	41,12
	TOTALES			4	1498,57	37,08				

3. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL Y RESULTADOS OBTENIDOS.

3.1 Determinación de la máxima presión de compresión P_2 y el coeficiente politrópico de la curva de compresión.

El valor de la presión final de compresión ha sido registrado con la ayuda de un manómetro especialmente preparado llamado compresómetro. Este manómetro es capaz de retener la lectura de la máxima presión que registra gracias a una válvula de retención instalada en su conexión de ingreso al tubo de Bourdón. El mismo fue instalado mediante un accesorio compuesto de una extensión que permite roscarlo en el orificio de la bujía.

Para este ensayo se instaló además, una válvula de venteo que permite encender el motor con el cilindro descomprimido para no someter al manómetro y sus accesorios a las altas temperaturas de compresión hasta el momento de realizar la medición.

A diferencia de los resultados presentados en [1] para esta etapa del proyecto CIPREV se realizaron mediciones con el

motor en funcionamiento como sigue:

- a) Se procedió al encendido del motor permitiéndole alcanzar la temperatura de régimen.
- b) Se extrajo solo la bujía de encendido del cilindro 4 (en el que se realizó la medición de P_2).
- c) Se instaló el compresómetro en dicho cilindro.
- d) Se encendió nuevamente el motor con el cilindro 4 descomprimido por la válvula de venteo.
- e) Se aplicó carga al motor con el freno dinamométrico, hasta alcanzar el 100% de carga a un régimen de 2450 rotaciones por minuto.
- f) Al 100% de carga y a rpm constantes se procedió a cerrar la válvula de venteo y registrar en el cilindro 4 la máxima presión de compresión P_2 en condiciones “cuasi reales” de funcionamiento y comprimiendo mezcla (es decir fluido de trabajo real).

Tabla 3. Resultados experimentales del ensayo de compresión.

1.- PRESIÓN FINAL DE COMPRESIÓN (P2)							
Codigo	EP 002			Fecha	12/11/2014		
N° de ensayo	EP 002-005/14			Duración (h)	2.30hs		
Laboratorio	Termofluidos.- F.I.- UdeMM.-						
1.2- RESULTADOS EXPERIMENTALES:							
VALOR EXP. COMPRESOMETRO	VALORES EXPERIMENTALES FRENO DINAMOMÉTRICO				VALORES EXP. ESTACIÓN METEOROLÓGICA		
Presión final de compresión del Cilindro Nº4	Fuerza	RPM	Estado carga	P adm.	Humedad relativa	Temperatura ambiente	Presión atmosférica
P_{2c4}	F			P1	Hr	Tamb	Patm
[kg/cm ²]	(kg)	(1/min)	(%)	(cmHg)	(%)	(°C)	(hPa)
Medido	Medido	Medido	Medido	Medido	Medido	Medido	Medido
13,75	12,3	2450,0	100,00	4	45	24,5	1013

3.2 Determinación del consumo específico y gases de combustión.

Estas determinaciones fueron realizadas mediante un ensayo de potencia al freno convencional con el motor funcionando normalmente al 100% de carga y un número de rotaciones similar al del ensayo de determinación de P_2 y del coeficiente politrópico para que sus resultados pudieran ser comparables. Durante el mismo se sometió al motor a un régimen de 2117 rpm durante un tiempo de 9,5 minutos. Observándose una potencia efectiva al freno de 39,88 CV, un par motor de 13,49 kgm y resultando el consumo específico 0,1628 kg/CV.h.

De este ensayo se pudo obtener la cantidad de combustible que participa de cada ciclo de trabajo del motor, cuyo valor medio fue de $1,02226 \times 10^{-4}$ kg de combustible/ ciclo.

Al mismo tiempo, mientras se desarrollaba el ensayo de potencia al freno, utilizando un analizador portátil de gases de combustión Testo se realizaron mediciones

Tabla 4. Medición de los productos de combustión durante el ensayo de potencia al freno

3.- MEDICIÓN DE GASES DE COMBUSTIÓN				
Codigo	EP 003	N° ensayo	EP 003-003/15	Fecha: 11/08/2015
Duración	9,5 min	Laboratorio	Termofluidos.- F.I.- UdeMM.-	
3.1- CONDICIONES DE ENSAYO.-				
Vel. De rotación (RPM)	2116,87	Caract. Teórica del combustible		
Fuerza (kg)	18.84	C8H18		
Potencia (CV)	39.88	Masa molecular		
Par Motor (kgm)	13.49	114 kg/kmol		
Cons. Especifico (kg/CV.h)	0.1628	Aire estequiométrico		
Cons. p/ciclo de trabajo (kg)	$1,02226 \times 10^{-4}$	15.25kg/kg comb.		
Pc teórico del comb. (kcal/kg)	10.526.30			
3.2- RESULTADOS EXPERIMENTALES.-				
Variable medida				Valor medido
orden	Magnitud	Abreviatura/Símbolo	Unidad	
1	Oxígeno libre	O2	%	1,0
2	Monóxido Carbono	CO	ppm	4297
3	Exceso de aire	λ	-----	1,05
4	Dióxido de Carbono	CO2	%	14,76
5	Pérdida por humos	pA	%	14,7
6	Tiro	*****	hPa	*****
7	Temp. Ambiente	TA	°C	21,1
8	Temp. de los productos de Combustión	TH	°C	386,4
9	Rendimiento de la combustión	Ren	%	85,2

de los productos de combustión para la situación real de ensayo. Los resultados experimentales se muestran en la Tabla 5.

4. RESULTADOS.

4.1 Aplicación y resultados del modelo del ciclo indicado previsto.

A continuación se muestra como se opera con el valor obtenido experimentalmente para la máxima presión de compresión real

P_2 , obteniendo el coeficiente politrópico que caracteriza al fluido real y al sistema particular. En la tabla 5 se puede observar como a partir de los datos iniciales, se han obtenidos los valores correspondientes de T_2 , el trabajo de compresión L_c y la presión media ficticia de la carrera de compresión.

Tabla 5. Resultados de aplicación del método del ciclo previsto a la medición realizada sobre el cilindro n° 4, al 100% de carga y 2450 rpm.

Aplicación del modelo del ciclo previsto: ensayo preliminar. Valor de P2 obtenido a 2450 RPM.- Determinación del exponente n		CALCULO DEL CICLO PREVISTO PARA EL CILINDRO N°4.- SOLO FASE DE COMPRESIÓN.-						
		13	14	15	16	17	20	21
		Presión de admisión/ inicio compresión	Temperatura inicio compresión	Exponente politrópico de compresión	Presión final de compresión	Temperatura final de compresión	Trabajo de compresión	Presión media proceso compresión
		P1	T1	n	P2	T2	Lc	pm
		(kg/cm2)	(°C)		(kg/cm2)	(°C)	(kgm)	(kg/cm2)
Marca/ Modelo	Cilindro N°	medido	medido c/la cámara termográfica	calculado formula (3)	medido	calculado T2 = T1.e^(n-1)	calculado formula (9)	Calculado pmi = L/Vc
Fiat Regatta 85 1500 c.c.	Cilindro 1	0,95		#¡NUM!		#¡NUM!	#¡REF!	#¡REF!
	Cilindro 2	0,95		#¡NUM!		#¡NUM!	#¡REF!	#¡REF!
	Cilindro 3	0,95		#¡NUM!		#¡NUM!	#¡REF!	#¡REF!
	Cilindro 4	0,95	72	1,185	14,75	256,86	11,41	3,05
	TOTALES							

La presión de admisión P_1 fue medida durante el ensayo con la ayuda de un vacuómetro conectado a la admisión. La temperatura T_1 fue obtenida mediante la utilización de una cámara termográfica Testo, en el momento previo a la determinación de la máxima P_2 , fotografiando el venteo del dispositivo de descompresión del cilindro 4.

4.2 Cálculo de las características termodinámicas del fluido de trabajo y del sistema particular.

Siendo α la relación entre la masa de aire m_a y la masa de combustible m_c conocida. Y tomando el exceso de aire medido por el analizador de gases de combustión, es po-

sible determinar la masa total de mezcla aplicando (14).

Resultando para este caso particular, donde $\alpha = 15,25$ y $\lambda = 1,05$, que la masa total de fluido de trabajo $m_t = 1,739119 \times 10^{-3}$ kg. Aplicando (11) será posible obtener para cualquier punto de la politrópica de compresión el valor de la constante R_{g1} que caracteriza al sistema particular. Aplicándola al inicio y al fin de compresión es posible plantear:

$$R_{g1} = \frac{P_1 \cdot V_1}{m_t \cdot T_1} \quad \text{y} \quad R_{g1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{m_t \cdot T_2}$$

Tabla 6. Cálculo de la constante R_{g1} para el inicio y final de compresión del sistema particular con fluido real.

CALCULO DE LA CONSTANTE PARTICULAR DEL SISTEMA R_{g1}								
	VALORES CORRESPONDIENTES AL INICIO DE COMPRESIÓN				VALORES CORRESPONDIENTES AL FINAL DE COMPRESIÓN			
22	23	24	25	26	27	28	29	30
Masa total de Mezcla	Presión inicio compresión	Volumen total cilindro	Temperatura inicio compresión	Constante particular del sistema calculada en 1	Presión final de compresión	Volumen cámara de combustión	Temperatura final de compresión	Constante particular del sistema calculada en 2
mt	P1	V1	T1	R_{g1-1}	P2	V2	T2	R_{g1-2}
(kg)	(kg/m ²)	(m ³)	(K)	(kgm/kg.K)	(kg/m ²)	(m ³)	(K)	(kgm/kg.K)
calculado (14)	medido	calculado	medido	calculado (11)	medido	medido	calculado	calculado (11)
1,74E-03	9500	4,16E-04	345,15	6,5800	147500	4,11E-05	530,01	6,5801

Aplicando (10) es posible determinar el calor específico a volumen constante del fluido de trabajo:

$$c_v = \frac{L_c}{(T_2 - T_1)m_t}$$

El $c_v = 35,49$ kgm/kg.K, o bien aplicando el equivalente calórico del trabajo $A = 1/427$ (kcal/kgm), $c_v = 0,083114$ kcal/kg.K. Y aplicando la relación de Mayer:

$$R_{g1} = c_p - c_v$$

De donde el calor específico a presión constante para el fluido de trabajo real en el sistema particular resulta $c_v = 0,09852383$ kcal/kg.K.

5. CONCLUSIONES.

Como se ha podido apreciar el método para la obtención del coeficiente politrópico aplicado al ciclo previsto de un motor de encendido a chispa combinado con un análisis de gases de combustión durante el ensayo de potencia al freno, ha permitido determinar características termodinámicas fundamentales del fluido real de trabajo. Este es el caso de la constante particular del

sistema R_{g1} , el calor específico a volumen constante c_v y el calor específico a presión constante c_p .

Como estos datos caracterizan al sistema particular, es decir al sistema conformado por el cilindro del motor y el fluido en las condiciones de trabajo, pueden tomarse como un parámetro de diseño para el cálculo de ciclos comparables con el estudiado.

La técnica descrita en 3.1 muestra la importancia de no circunscribir a los conocidos ensayos tradicionales a los motores de combustión interna. Existen una serie de ensayos no convencionales que permiten inferir características importantes que hacen a la determinación de parámetros que pueden tomarse como de diseño, y sirven al proyectista para el cálculo del calor producido, el trabajo y la potencia entre otros.

REFERENCIAS

1. Caputo DC, Berberi RO, Ferré NAE, Bruno JM, Calvo BE, Aguirre RN: Determinación del exponente politrópico y su uso en el modelo del ciclo indicado previsto en motores a gasolina. IV CAIM 2014, Univ. Nacional del Nordeste, Resistencia, Chaco.
2. Fiat Regatta Manual de Taller. Sevell Argentina S.A.
3. Martínez de Vedia, H: Teoría de los Motores Térmicos Conversión de la Energía. Alsina, Argentina (1997).
4. Barilá D, Bugna L, Vignolo F, Gomez R, Kolodka P, Ahrtz G: Obtención del diagrama indicado en motores de combustión interna sin necesidad de referencia angular. I CAIM 2008, Univ. Nacional del Sur, Bahía Blanca, Buenos Aires.
5. Jóvaj, MS.: Motores de Automóvil, Mir, Moscú (1987).