

The alternative method of the estimate of the quality of gas–exchange processes in the internal–combustion engine

L. M. Matyukhin*

Departamento de Termotecnia y Motores de Combustión Interna, Facultad de Ecología y Energía, Universidad Estatal Automotriz y Vial de Moscú (MADI), Moscú, Rusia.

Abstract.- The work presents the advantages of the utilization of the volumetric ratios of the components in the air–fuel–residual gases–mixture for the thermal calculation of internal-combustion engine. The principal characteristic of the loading of the engines of IC –the volumetric efficiency η_v – describes not the loading proper, but its reduction as a result of the hydraulic resistance and heating of the fresh charge. The volumetric efficiency η_v ignores the influence on the loading of the used combustibles type, excess-air coefficient and level of recirculation. In addition, it is in principle impossible to determine a numerical value of the volumetric efficiency corresponding with the full filling of cylinders by fresh charge. Volumetric fraction of fresh charge offers scope for the judgment about the state of filling by it of the total cylinder's volume. The use as a base of the component's fractions of the working mixture in modern application programs of engine's calculation could reduce the calculation's time by reducing of the number of variables.

Keywords: gas-exchange process; volumetric efficiency; coefficient of residual gases; fresh charge; fuel mode; composition of the air-fuel-residual gases-mixture.

El método alternativo de la evaluación de calidad de los resultados del intercambio de gases en los motores de combustión interna

Resumen.- El trabajo está dedicado a las ventajas de la evaluación de la calidad de los resultados del intercambio de gases por medio de fracciones en volumen de los componentes de la mezcla de servicio que se compone del aire, combustible, gases residuales y los de recirculación. La característica principal de llenado de los cilindros de un motor de pistón –el coeficiente de llenado η_v – describe no el relleno mismo, sino su reducción por la causa de resistencia hidráulica y el calentamiento de los gases. El coeficiente de llenado η_v ignora la influencia sobre el llenado del tipo de combustible usado, coeficiente del exceso del aire y grado de recirculación. Además, es principalmente imposible determinar el valor numérico del coeficiente η_v que corresponde al relleno completo del volumen total del cilindro con la mezcla fresca. La fracción de la mezcla fresca da una indicación del grado de relleno del volumen total del cilindro. El uso de las fracciones de la mezcla de servicio en los programas aplicados modernos para el cálculo de los motores de CI de pistón puede reducir el tiempo del cálculo por causa de disminución de la cantidad de variables.

Palabras claves: proceso de admisión, coeficiente de llenado; coeficiente de los gases residuales; carga fresca; tipo del combustible; composición de la mezcla de servicio.

Recibido: noviembre 2017

Aceptado: marzo 2018

1. Introducción

Unas de las nociones más importantes de la Teoría de los Motores de Combustión Interna (MCI) son el coeficiente de llenado o rendimiento

volumétrico (η_v) y el de los gases residuales (γ^r) [1, 2, 3]. Esos coeficientes se utilizan exclusivamente para la evaluación de los procesos del intercambio de gases en los MCI, pero procesos mencionados pueden ser evaluados más fácil y claramente mediante a la noción termodinámica de volumen parcial o reducido. Así, el coeficiente de llenado η_v se distingue, por ejemplo, por insuficiencias siguientes [4]:

*Autor para correspondencia:

Correo-e: dvs@madi.ru (Leonid M. Matyukhin)

■ Su valor puede ser diferente dependiendo de

los parámetros de la carga fresca en la entrada en el cilindro, cuando la masa de la carga fresca es constante.

- En el caso de un volumen de trabajo de cilindro V_h (el volumen circunscrito por el pistón durante su desplazamiento entre el punto muerto superior y el inferior) idéntico y con relaciones de compresión ε diferentes (por causa de volumen de la cámara de combustión V_c diferente) al mismo valor de η_v le corresponde una composición diferente de la mezcla de servicio que consta del aire, combustible, gases residuales y los de recirculación.
- no existen ecuaciones universales de η_v que se tomen en cuenta el tipo del combustible utilizado o el uso de recirculación de los gases de escape.
- En el caso de iguales volúmenes de trabajo de cilindro V_h y de masas de la carga fresca, la presión media indicada (p_i) del ciclo tiene que depender de la relación de compresión ε (pero en las fórmulas que se utilizan actualmente para evaluar la presión media indicada p_i la relación de compresión ε está presente solamente en una forma indirecta). Tal dependencia es sobre todo importante del punto de vista de didáctica para el examen del funcionamiento de los motores con la relación de compresión ε variable. Se sabe también que la magnitud de la presión media p_i depende del tipo de combustible utilizado, lo que no se toma en consideración en las ecuaciones existentes.
- A pesar de que el proceso de admisión resulta a causa del desplazamiento del pistón desde el punto muerto superior (PMS) hacía el inferior (PMI), no sería oportuno evaluar el llenado basándose solo en el volumen de trabajo V_h , pues que al final de la fase de admisión la carga fresca llena el volumen total V_a . Por lo tanto, la potencia del MCI se determina por el grado de llenado por la carga fresca del volumen total (no el de trabajo) en el final de la fase de admisión.
- No se puede indicar el valor máximo del coeficiente η_v , que hay que tratar de alcanzar para el logro del llenado “ideal” y de la potencia máxima; es imposible evaluar por η_v las reservas del relleno.

Es notorio que la dosificación del combustible hay que realizarla partiendo del grado de turbulencia, de la composición de la mezcla de servicio y de la cantidad del oxidante que se encuentra en el cilindro. Con este motivo es más conveniente evaluar el llenado por las magnitudes asociadas con el llenado másico y con la composición de mezcla de servicio – no por medio del coeficiente η_v .

En base a lo anterior, tiene sentido encontrar un cierto coeficiente o una magnitud adimensional, la que estima adecuadamente el llenado másico y la composición de la mezcla de servicio y también permite reflejar la dependencia de la presión p_i respecto a la relación de compresión ε .

2. La parte principal

Para la evaluación de la calidad del proceso de admisión es razonable comparar la cantidad de los kmoles de la carga fresca que entra en el cilindro con la cantidad de los kmoles de la mezcla de servicio que se encuentra en el volumen total V_a . Es decir, es más apropiado evaluar los resultados del intercambio de gases por la composición de la mezcla que se constituye en el transcurso del proceso de admisión.

Esto es especialmente útil en relación con el hecho de que las fracciones molares son iguales a las en volumen. Por esa causa es más claramente y fácil ilustrar visual y gráficamente todas las conclusiones teóricas y deducciones matemáticas. Así mismo es más apropiado juzgar la calidad de barrido del cilindro de los gases residuales por la fracción de gases residuales (GR) en la mezcla de servicio, no utilizando en este caso el coeficiente de gases residuales γ_r (que representa la relación entre número de kmoles de los gases residuales (GR) y de carga fresca).

El uso de las fracciones con el fin de evaluar la calidad de los procesos de intercambio de gases facilita también el cálculo de tales magnitudes

como masa molecular aparente μ y la constante específico R de la mezcla de servicio que se constituye en el cilindro. Eso facilita la realización de los cálculos que se basen en la ecuación de estado (de Clapeyron).

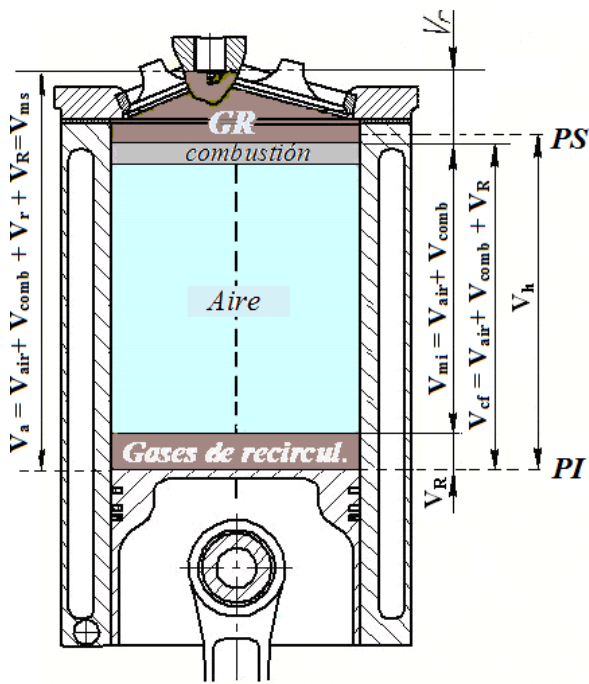


Figura 1: La composición de la mezcla como la suma de volúmenes parciales de sus componentes

Se puede imaginar el volumen de la mezcla de servicio ubicado por encima del pistón que se encuentra en el punto muerto inferior (PMI) como la suma de los volúmenes de la carga fresca (CF) y de los GR (Figura1).

En la Figura1 se utilizan siguientes notaciones de volúmenes:

- V_{air} – del aire;
 - V_{comb} – de combustible;
 - V_r – de los gases residuales;
 - V_R – de los gases de recirculación;
 - $V_{ms} = V_{air} + V_{comb}$ – de la mezcla inflamable;
 - $V_{cf} = V_{air} + V_{comb} + V_R$ – de la carga fresca;
 - $V_{ms} = V_{air} + V_{comb} + V_r + V_R$ – de la mezcla de servicio;
 - V_h es la cilindrada de trabajo.
- El volumen total del cilindro es igual al volumem de la mezcla de servicio, es decir $V_a = V_{ms}$.

Suponiendo que en el volumen total del cilindro V_a es igual a la unidad, la fracción de cada componente de la mezcla de servicio será numéricamente igual a su volumen parcial, lo que permite visualizar muy fácil los resultados de intercambio. De hecho, la fracción en volumen de los GR en este caso será igual a V_r . Así, permite analizar e ilustrar claramente la calidad de los procesos de intercambio de gases, ya que – como se puede ver en la Figura 1 – la disminución de la fracción de los GR σ_r en la mezcla de servicio significa unívocamente el crecimiento correspondiente de la fracción σ_{cf} de la carga fresca, y viceversa. Por lo tanto, perfecto sería tal intercambio de gases, en el resultado de cual al comienzo de la fase de compresión la carga fresca llene enteramente como el volumen de trabajo V_h , tanto el volumen de la cámara de combustión V_c , es decir – cuando $\sigma_{cf} = 1$, y en el volumen total del cilindro V_a no se queden los gases residuales.

Las ecuaciones de cálculo puedan ser deducidas, si se utilizan las expresiones de termodinámica conocidas. Como se deduce de la Figura 1, el volumen de la mezcla de servicio (el volumen total V_a) es igual a la suma de los volúmenes parciales de CF y GR [5, 6, 7, 8]

$$V_a = V_r + V_{cf},$$

donde V_{cf} es es el volumen parcial de la mezcla fresca que se compone del aire, combustible y de los gases de recirculación. Por lo tanto, en el caso general (cuando se utilizaran combustibles gaseosos y la recirculación de los gases de escape) la última ecuación se escribe por la Ecuación (1) (ver [8, 9])

$$V_a = V_{air} + V_{comp} + V_r + V_R, \quad (1)$$

donde V_{air} es el volumen parcial del aire, V_{comb} – el de combustible y V_R –el de los gases de recirculación, cuyo valor relativo en la carga fresca se determina por el grado de recirculación $R'_c R_c$.

Ese último es igual a la razón de la cantidad de los kmoles de los gases de recirculación M_R y la

cantidad de kmoles de la mezcla fresca, es decir

$$R'_c = \frac{N_R}{N_B + N_T + N_R},$$

$$R_c = \frac{M_R}{M_R + M_{air} + M_{comb}}.$$

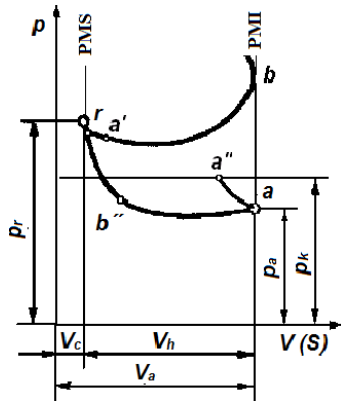


Figura 2: Los procesos de intercambio de gases en un motor de pistón de combustión interna

El volumen de los GR a parámetros del punto “a” del diagrama indicado en la Figura 2 puede ser determinado de la proporción

$$\frac{V_c \cdot p_r}{T_r} = \frac{V_r \cdot p_a}{T_a},$$

y de ahí podemos escribir

$$V_r = V_c \cdot \frac{p_r}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_r}.$$

Al tomar en consideración la diferencia entre la cantidad real de gases residuales y la calculada, tenemos

$$V_r = \phi_b V_c \cdot \frac{p_r}{p_a} \cdot \frac{T'_a}{T_r},$$

donde ϕ_b es coeficiente de barrido que es igual a la razón de la cantidad de los GR verdadera y la calculada, es decir

$$\phi_b = \frac{V_r^v}{V_r},$$

Aquí p_r y T_r son, respectivamente, la presión y temperatura dentro del cilindro al final del tiempo del escape y V_c el volumen de la cámara de combustión.

En este caso el volumen de la carga fresca está determinada como

$$V_{cf} = V_a - V_r = V_a - V_c \cdot \frac{p_r}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_r},$$

de donde queda deducida la Ecuación (2)

$$V_{cf} = V_c \cdot \frac{(\epsilon p_a T_r - p_r T_a)}{p_a T_r}. \quad (2)$$

Para determinar las fracciones del aire, combustible y de los gases de recirculación encontremos los volúmenes parciales de todos los componentes de la mezcla de servicio.

El volumen parcial del combustible puede ser expresado a través de V_{aire} como

$$V_{comb} = \frac{V_{air}}{\alpha L_0 \mu_{comb}},$$

donde

$\alpha = \frac{G_{air}}{l_0 G_{comb}}$ es el coeficiente de exceso de aire, G_{comb} los gastos por hora de combustible, G_{air} los gastos por hora del aire, l_0 la relación estequiométrica en [kg del aire/kg del combustible] y $L_0 = \frac{l_0}{\mu_{air}}$ la relación estequiométrica en [kmol del aire/kg del combustible].

Donde,

$$\alpha = \frac{\mu_{air} M_{air}}{\mu_{comb} M_m l_0} = \frac{M_{air}}{\mu_{air} M_{air} L_0}$$

y

$$R_c = \frac{M_R}{M_{air} + M_{comb} + M_R},$$

después de las transformaciones correspondientes obtendremos la Ecuación (3)

$$R_c = \frac{M_R}{M_{air} \left(\frac{\alpha L_0 \mu_{comb} + 1}{\alpha L_0 \mu_{comb}} \right) + M_R}. \quad (3)$$

El valor inverso del paréntesis de la Ecuación (3) es denominado como “el coeficiente de desplazamiento” (del aire)[8, 9] y designado por A en la Ecuación (4)

$$A = \frac{\mu_{comb} \alpha L_0}{\mu_{comb} \alpha L_0 + 1}. \quad (4)$$

Al representar la Ecuación (4) como

$$A = \frac{\alpha L_0}{\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_{com}}}$$

podemos deducir que *el coeficiente de desplazamiento es igual a la razón de la cantidad de kmoles del aire y la de la mezcla inflamable que se compone del aire y combustible.*

Mediante la noción del coeficiente A , dada en [9, 10], puede volver a escribirse R_c

$$R_c = \frac{\alpha L_0}{\alpha L_0 + \frac{1}{\mu_{comb}}}$$

De aquí se desprende que a la cantidad de los kmoles M_R iguales la magnitud del grado R_c depende del tipo de combustible (de su masa molecular μ_{comb} y del valor L_0).

Al multiplicar el numerador y denominador de esa ecuación por el volumen de un kmol a los parámetros del punto “a” del diagrama indicado, obtendremos la fórmula que determina el grado de recirculación a través de correspondientes volúmenes parciales

$$R_c = \frac{AV_R}{V_{air} + AV_R}$$

de ahí

$$V_R = \frac{V_{air} R_c}{A(1 - R_c)}$$

Al introducir en la Ecuación (1) los valores correspondientes, expresados a través de V_{air} , obtendremos

$$V_a = V_c \frac{p_r T_a}{p_a T_r} + V_{air} \left(1 + \frac{1}{\alpha L_0 \mu_m} + \frac{R_c}{A(1 + R_c)} \right)$$

o

$$V_{air} = \left(V_a - V_c \frac{p_r T_a}{p_a T_r} \phi_b \right) A(1 + R_c)$$

y finalmente por los resultados en [8] se obtiene la Ecuación (5)

$$V_{air} = V_c \frac{(\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \phi_b)}{p_a T_r} A(1 + R_c) \quad (5)$$

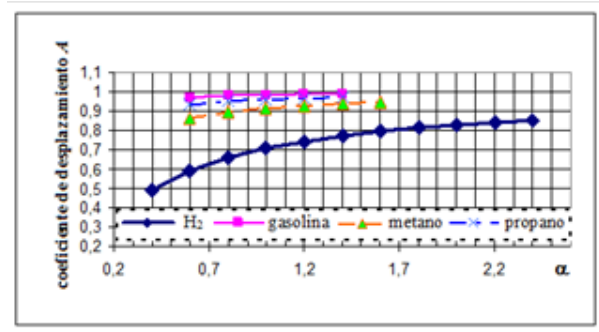


Figura 3: Influencia del coeficiente de exceso α y del tipo de combustible en la magnitud del coeficiente de desplazamiento A

De ahí se deduce que hacia el cilindro fluye menos aire, cuando se utiliza recirculación ($R_c \neq 0$) y cuando se utilizan los combustibles “ligeros” gaseosos con la masa molecular pequeña y los valores numéricos del coeficiente A considerablemente distintos del uno. La Figura 3 ilustra la relación entre el coeficiente de exceso del aire α , el tipo de combustible y el coeficiente de desplazamiento A . Se puede ver, que cuando se utiliza un combustible gaseoso ligero, el coeficiente de desplazamiento A y, por consiguiente, el volumen parcial del aire en la mezcla de servicio que rellena el cilindro, se reducen. Lo mismo pasa también en el caso de enriquecimiento de la mezcla inflamable, cuando el coeficiente de exceso del aire α se disminuye. Empeoramiento mencionado del relleno es bien conocido de la experiencia cotidiana [11, 12, 13].

A partir de la definición que el coeficiente de los gases residuales γ_r es la razón de cantidades de kmoles de la GR en las de la carga fresca, tendremos

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_a - M_r} = \frac{V_r}{V_a - V_r}$$

y por lo tanto,

$$\gamma_r = \frac{p_r T_a \phi_b}{\varepsilon T_r p_a - p_r T_a \phi_b}$$

El grado de perfección del proceso de admisión tradicionalmente se evalúa por el coeficiente de llenado o rendimiento volumétrico η_v que es la razón entre la cantidad de CF que se encuentra

en el cilindro al inicio de la compresión real (cuando se cierran las válvulas de admisión) y la cantidad virtual de carga fresca que teóricamente podría llenar la cilindrada V_h a las condiciones de admisión. Pero a parámetros del punto “a” del diagrama indicado la cilindrada V_h sería igual a

$$V_{air}^{teor} = V_h \frac{p_k T_a}{p_a T_k} \sigma_B.$$

Por eso, a partir de la Ecuación (5), obtendremos

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{V_{air}}{V_{air}^{teor}} \\ &= \frac{V_c T_k p_a}{V_h T_a p_k} \\ &\quad \times \frac{(\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \phi_b)}{p_a T_r} A (1 - R_c), \end{aligned}$$

finalmente de los resultados en [9, 14] da la Ecuación (6)

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{(\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \phi_b) T_k}{p_k T_r T_a} A (1 - R_c). \quad (6)$$

Aquí p_k y T_k son parámetros de la CF a condiciones de admisión.

Utilizando el concepto de “volumen parcial” para analizar los resultados de intercambio de gases en un motor de pistón de gas dedujéramos *ecuaciones universales* para determinar el coeficiente de llenado y el de gases residuales. El uso de ellos permite evaluar la calidad de los procesos de intercambio de gases en *cualquier motor de combustión interna de cuatro tiempos – los de Diesel, de gasolina o gas, con o sin recirculación*. Además, las fórmulas son útiles para analizar la influencia de factores diferentes en los resultados del intercambio de gases.

Para motores que funcionan con combustible líquido en ausencia de recirculación el coeficiente de llenado se determina por

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{T_k (\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \phi_b)}{p_k T_r T_a}.$$

La misma fórmula se puede ser deducida a partir de la Ecuación (2). Distinguiéndose

estructuralmente, esta fórmula da al calcular los mismos resultados que las dependencias que se muestran en [1, 2].

Dividiendo las magnitudes de los volúmenes parciales de los componentes de la mezcla de servicio en el volumen total V_a (que es igual al volumen de la mezcla de servicio) hallemos las fracciones correspondientes en volumen de los GR y de la CF [9, 15] se obtienen las ecuaciones (7) y (8)

$$\sigma_r = \frac{V_r}{V_a} = \frac{p_r T_a}{\varepsilon p_a T_r} \quad (7)$$

y

$$\sigma_{cf} = \frac{V_{cf}}{V_a} = \frac{(\varepsilon p_a T_r - p_r T_a)}{\varepsilon p_a T_r}. \quad (8)$$

Tomando en cuenta el barrido del cilindro y un llenado adicional obtendremos las Ecuaciones (9), (10) y (11) para la determinación de las fracciones de los GR y de la CF

$$\sigma_r = \frac{p_r T_a \phi_b}{\varepsilon p_a T_r}, \quad (9)$$

$$\sigma_{cf} = \frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \phi_b}{\varepsilon p_a T_r}, \quad (10)$$

$$\sigma_{cf} = \frac{\varepsilon \phi_1 p_a T_r - p_r T_a}{\varepsilon p_a T_r}. \quad (11)$$

Mediante la Ecuación (5), la fracción del aire puede ser determinada mediante la Ecuación (12)

$$\sigma_{air} = \frac{\varepsilon \phi_1 p_a T_r - p_r T_a}{\varepsilon p_a T_r} \cdot A (1 - R_c), \quad (12)$$

aquí ϕ_1 y ϕ_s son, respectivamente, los coeficientes de recarga y de barrido [2], que compensan la ignorancia de los verdaderos valores de las temperaturas y presiones de la CF y los GR en los puntos “a” y “r” del diagrama indicado.

En diferencia a los coeficientes η_v y γ_r , la noción de fracciones de componentes se utiliza no solamente en la teoría de los motores de CI, sino en todas las esferas de ciencia y técnica.

Como puede verse en la Figura 1, la caída de la fracción de GR como resultado de la purga de los gases de escape conduce a un aumento de la fracción σ_{cf} de carga fresca, o, viceversa, un aumento de la fracción de la CF como resultado

de una recarga (relleno adicional) en el periodo de demora en cerrar la válvula de admisión tiene el efecto de reducción de la fracción de GR.

En realidad, el coeficiente φ_1 caracteriza no el mismo proceso de relleno adicional en el periodo de demora en cerrar la válvula de admisión, sino una variación común de relleno como resultado de procesos en el período de traslapo de válvulas (apertura simultánea de las válvulas de admisión y de escape) y durante el movimiento del pistón desde el PMI y hasta el instante de cierre de las válvulas de admisión.

El coeficiente φ_1 no distingue la influencia sobre el llenado de los efectos de admisión adicional y soplado, pero sólo evalúa el cambio en la cantidad de la CF que entró en el cilindro en comparación con la cantidad calculada. En este caso,

$$\phi_1 = \frac{M_1^v}{M_1} = \frac{V_{cf}^v}{V_{cf}} = \frac{V_a - \phi_b V_r}{V_a - V_r},$$

donde M_1 y M_1^v son conformemente las cantidades de kmoles de la carga fresca calculada y la real. El coeficiente de barrido ϕ_b es igual a razón

$$\phi_b = \frac{M_r^v}{M_r} = \frac{V_r^v}{V_r}.$$

Después de división en V_a obtendremos

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \frac{1 - \varphi_s \sigma_r}{1 - \sigma_r}, \\ \phi_1 &= \frac{1 - \phi_b \sigma_r}{1 - \sigma_r}, \\ \phi_1 &= \frac{1 - \phi_b \sigma_r}{\sigma_{c3}}. \end{aligned}$$

Teniendo en cuenta que $\sigma_r^v = \phi_b \sigma_r$, se puede escribir

$$\begin{aligned} \phi_b &= \frac{\sigma_r^v}{\sigma_r} = \frac{1 - \phi_1 \sigma_{cf}}{\sigma_r} \\ 0 & \\ \varphi_s &= \frac{1 - \phi_1 (1 - \sigma_r)}{\sigma_r}, \\ \phi_b &= \frac{1 - \phi_1 (1 - \sigma_r)}{\sigma_r}. \end{aligned}$$

Esta fórmula también puede ser presente en la forma siguiente

$$\phi_b = \frac{1 - \phi_1 \sigma_{cf}}{1 - \sigma_{cf}}.$$

Por lo tanto, podremos concluir que *estos coeficientes están interrelacionados y por eso no pueden ser fijados arbitrariamente* [9].

A diferencia del coeficiente de llenado η_v , la fracción de la carga fresca σ_{cf} no depende de los parámetros del aire en la entrada en el motor y por lo tanto es vinculada unívocamente con el llenado de masa (mientras que el coeficiente de llenado según las magnitudes de p_k y T_k puede tener valores diferentes a la misma cantidad de la carga fresca que entra en el cilindro). Con todo eso para la determinación analítica de la fracción de la carga fresca es suficiente saber solamente el grado de compresión del motor y los parámetros termodinámicos del cuerpo de trabajo a los puntos “a” y “r” del diagrama indicador.

Por lo visto la tradición del uso del coeficiente de llenado se explica en esencia con la simplicidad de su determinación por los datos experimentales y con la comodidad de representación por ese coeficiente de la presión media indicada y la efectiva. Pero hay que tener en cuenta que la mezcla de la carga fresca y de los gases residuales que se compone en el cilindro ocupa el volumen total V_a del cilindro (a pesar de que el pistón durante su marcha desde el PMS hacia el PMI desocupa y circunscribe el volumen de trabajo V_h). En ese caso el valor de la presión media indicada se determina solamente por la fracción de la carga fresca o del aire que se encuentra en el volumen total.

El valor de la presión media p_i indicada puede ser expresada fácilmente por la fracción σ_{air} en la CF. En efecto:

$$\begin{aligned} p_i &= \frac{L_i}{V_h} \\ &= \frac{G_{comb}^{ciclo} H_u \eta_i}{V - h} \\ &= \frac{\sigma_{air} V_a \rho_a H_u \eta_i}{\alpha l_0 (V_a - V_c)}, \end{aligned}$$

donde G_{comb}^{ciclo} es la cantidad de combustible que se consume en el cilindro durante un ciclo, H_u es el poder calorífico del combustible, η_i es rendimiento indicado y ρ_a es la densidad del aire a parámetros del punto “a” del diagrama indicado.

En conclusión, la ecuación toma el aspecto de la Ecuación (13) [9, 16]

$$p_i = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \frac{H_u \eta_i}{l_0 \alpha} \sigma_{air} \rho_a \quad (13)$$

Mediante la ecuación de reducción

$$\rho_a = \rho_k \frac{p_a T_k}{p_k T_a},$$

obtenemos la Ecuación (14)

$$p_i = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \frac{H_u \eta_i}{l_0 \alpha} \frac{p_a T_k}{p_k T_a} \sigma_{air} \rho_k \quad (14)$$

La Ecuación (14) da posibilidad de analizar también la dependencia de los datos de potencia de motor de los parámetros de la carga a la entrada en el cilindro, lo mismo que la dependencia de esos datos de la relación de compresión ε .

Al sustituir σ_{air} por su valor en la Ecuación (12) obtenemos finalmente la Ecuación (15) [16]

$$p_i = \frac{\rho_k}{1 - \varepsilon} \frac{H_u}{l_0} \eta_i \frac{\varepsilon p_a T_r - p_r T_a \phi_b T_k}{p_k T_r} \frac{A}{T_a \alpha} (1 - R_c) \quad (15)$$

Esa ecuación permite tomar en consideración la dependencia de la presión media indicador del tipo de combustible (a través de factor A) y del grado de recirculación R_c . Como el uso de combustibles gaseosos tanto el de la recirculación de los gases de escape llevan a disminución de presión media indicador p_i . De eso modo la Ecuación (15) es muy cómoda para tareas didácticas.

De la Ecuación (15) se deduce también que el valor de p_i depende de la razón A/α , que caracteriza el grado de efectividad de la regulación cuantitativa. El significado físico de esta relación puede determinarse de la igualdad

$$\frac{A}{\alpha} = \frac{\mu_{comb} L_0}{\mu_{comb} \alpha L_0 + 1} = \frac{L_0}{\left(\frac{1}{\mu_{comb}} + \alpha L_0\right)}$$

Por lo tanto, la razón A/α es equivalente a relación del número de kmoles de aire teóricamente necesaria para la combustión completa de 1 kg de combustible, en el número de kmoles de una mezcla combustible que se compone de 1 kg de

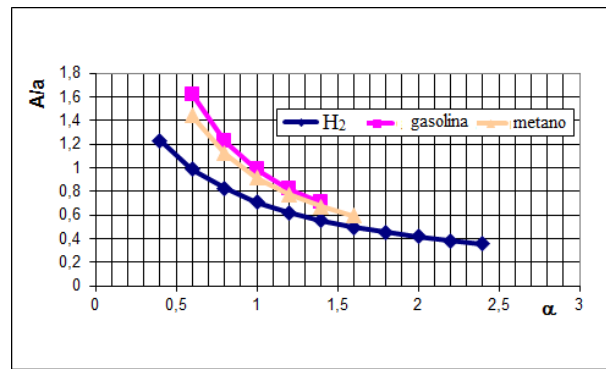


Figura 4: Influencia del coeficiente de exceso y tipo de combustible sobre la magnitud de la razón A/α .

combustible y del aire que se utiliza realmente para su combustión.

El numerador y el denominador de última ecuación se distinguen más, cuando se utiliza un combustible “ligero” y el coeficiente de exceso de aire α se disminuye. Pero, como puede verse en la Figura 3, cuando se usan combustibles gaseosos, coeficiente de desplazamiento A es mucho menos de uno, que es la consecuencia del aumento del número de kmoles de combustible $1/\mu_{comb}$ en mezcla combustible. Por eso cambio de la razón A/α en el caso de enriquecimiento (cuando se disminuye también el coeficiente α) no está tan grande (véase la Figura 4), como en caso del uso de gasolina.

En concordancia con la Ecuación (15) eso significa la influencia no tan considerable del enriquecimiento de mezcla sobre los datos de poder de un motor de gas.

A diferencia de la ecuación que se cita habitualmente en los manuales [1, 2]

$$p_i = \frac{H_u \eta_i}{l_0 \alpha} \eta_v \rho_k,$$

las Ecuaciones (13), (14) y (15) en forma explícita demuestran dependencia de los datos de potencia de un motor de la relación de compresión ε y de la fracción del aire en la mezcla de servicio (que depende a su vez del tipo del combustible usado).

Al tomar en consideración la ecuación

$$N_i = \frac{p_i i V_h n}{30 \tau}$$

para determinación de la potencia indicador, podemos escribir

$$N_i = \frac{iV_h n}{30\tau} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{H_u \eta_i}{l_0 \alpha} \sigma_{\beta} \rho_a.$$

Como el gasto específico indicado de combustible es la razón

$$g_i = \frac{G_{comb}}{N_i}$$

para un solo ciclo, esa ecuación puede ser escrita como

$$g_i = \frac{G_{comb}^{ciclo}}{L_i},$$

donde L_i es el trabajo indicado de un ciclo. Pero

$$\begin{aligned} G_{comb}^{ciclo} &= \frac{G_{air}^{ciclo}}{\alpha l_0} \\ &= \frac{V_a \sigma_{air} \rho_a}{\alpha l_0}, \end{aligned}$$

y en ese caso

$$g_i = \frac{V_a \sigma_{air} \rho_a}{\alpha l_0 L_i},$$

de donde

$$\begin{aligned} g_i &= \frac{V_a \sigma_{air} \rho_a}{\alpha l_0 p_i V_h} \\ &= \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{\sigma_{air} \rho_a}{\alpha l_0 p_i} \quad [kg/J]. \end{aligned}$$

Al sustituir p_i [Pa] su valor en [MPa]

$$g_i = 3600 \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{\sigma_{air} \rho_a}{\alpha l_0 p_i} \quad [g/kWt \cdot h]. \quad (16)$$

De la Ecuación 16 se desprende que la magnitud de g_i depende de la relación de compresión ε . Además, como la fracción del aire σ_{air} es directamente proporcional al producto $A(1 - R_c)$, se puede deducir que el gasto específico indicado de combustible debe bajarse cuando se disminuya ese producto. Es decir, en el caso de mantener sin cambios el valor de p_i el uso del combustible más “ligero” y el grado de recirculación más grande tienen la consecuencia de aumentar la eficiencia del motor.

De la Ecuación 13 obtendremos

$$\eta_i = \frac{l_0}{H_u} \frac{\alpha}{\sigma_{air}} \frac{(\varepsilon - 1)}{\varepsilon} \frac{p_i}{\rho_a}.$$

Mediante la ecuación

$$\frac{\sigma_{air}}{\alpha} = \sigma_{comb} \mu_{comb} L_0,$$

puede ser reescrita

$$\begin{aligned} \eta_i &= \frac{l_0}{H_u} \frac{1}{\sigma_{comb} \mu_{comb} L_0} \frac{(\varepsilon - 1)}{\varepsilon} \frac{p_i}{\rho_a} \\ &= \frac{L_0 \mu_{air}}{H_u} \frac{1}{\sigma_{comb} \mu_{comb} L_0} \frac{(\varepsilon - 1)}{\varepsilon} \frac{p_i}{\rho_a}. \end{aligned}$$

finalmente

$$\eta_i = \frac{\mu_{air}}{H_u} \frac{1}{\sigma_{comb} \mu_{comb}} \frac{(\varepsilon - 1)}{\varepsilon} \frac{p_i}{\rho_a}, \quad (17)$$

De la Ecuación 17 se desprende que el rendimiento indicado depende del tipo de combustible (de la magnitud de su masa molecular μ_{comb}) y se aumenta en caso del uso de combustibles gaseosos más ligeros.

El interés en motores de CI con expansión continuada se determina por su mayor eficiencia en comparación con la de los motores convencionales [11, 12, 13, 17, 18]. Como muestra [17], el uso de fracciones de componentes de la mezcla de servicio simplifica el análisis de índices y del cálculo de los motores que funcionan, en particular, según el ciclo de Miller/Atkinson. De esta manera, por ejemplo, el rendimiento indicado del ciclo de un motor con la expansión continuada está determinado por la ecuación [16]

$$\eta_i = \frac{l_0}{H_u} \frac{\alpha}{\sigma_{\beta} \phi_1} \frac{(\varepsilon - 1)}{\varepsilon} \frac{p_i}{\rho_a}.$$

Esta ecuación demuestra que rendimiento indicado crece, cuando disminuye el producto $\sigma_{air} \phi_1 \sigma_{air} \phi_1 \sigma_{air} \phi_1 \sigma_{air} \phi_1$ como el resultado $\sigma_{air} \phi_1$ de demora en cerrar la válvula de admisión.

La relación entre las magnitudes de η_v y σ_{cf} se puede ser determinada desde la ecuación

$$\eta_v = \frac{V_{air}}{V_{air}^{teor}}$$

donde en el denominador se halla el volumen de la carga fresca que podría encontrarse teóricamente en el volumen de trabajo a parámetros de medio

ambiente, pero reducido a los parámetros del punto “a” del diagrama indicador. Por eso

$$\eta_v = \sigma_{air} \frac{V_a p_a T_k}{V_h p_k T_a},$$

de donde son deducidas las Ecuaciones (18) y (19)

$$\eta_v = \sigma_{air} \frac{\varepsilon p_a T_k}{\varepsilon - 1 p_k T_a}, \quad (18)$$

$$\sigma_{air} = \eta_v \frac{\varepsilon - 1 p_k T_a}{\varepsilon p_a T_k}. \quad (19)$$

Las Ecuaciones (18) y (19) dan posibilidad expresar el coeficiente de llenado por medio de la fracción σ_{air} y viceversa – expresar σ_{air} por medio del η_v .

Las computaciones de la presión media indicada realizadas según la Ecuación (15) dieron los mismos resultados que las efectuadas por medio de la fórmula tradicional ($p_i = \frac{H_u \eta_i}{l_0 \alpha} \eta_v \rho_k$), en la cual la presión p_i se determina como una función del coeficiente de llenado que toma en cuenta las magnitudes de A y R'_c .

El cálculo de la fracción del aire por medio de los valores obtenidos experimentalmente del gasto real del aire también no debe de provocar algunas dificultades, pues que

$$\sigma_{air} = \frac{V_{air}}{V_{mezca}} = \frac{V_{air}}{V_a} = \frac{V_{air} \rho_k}{V_{mezca} \rho_k} = \frac{G_{air}}{G_{air}^a},$$

donde G_{air} es la masa auténtica del aire que fluye hacia el cilindro de un MCI, y la magnitud que está en el denominador es masa del aire que podría encontrarse en el volumen total del cilindro a parámetros de la entrada en el cilindro o – en ausencia de sobrealimentación – a los de medio ambiente.

De ese modo el cálculo de la fracción del aire puede ser efectuado por la ecuación

$$\sigma_{air} = \frac{G_{air} 10^3}{30n i V_a \rho_k},$$

donde

ρ_k es la densidad del aire a parámetros de la entrada en el cilindro,

G_{air} – el consumo verdadero del aire por hora,

n – frecuencia de rotación del cigüeñal y iV_a es el volumen total de todos los “ i ” cilindros de motor.

Tomando en consideración que

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

y la Ecuación (20)

$$\begin{aligned} V_a &= V_c + V_h \\ &= \frac{\varepsilon V_h}{\varepsilon - 1} \end{aligned} \quad (20)$$

se deduce finalmente

$$\sigma_{air} = \frac{(\varepsilon - 1) G_{air} 10^3}{30n \varepsilon i V_h \rho_k}.$$

Se puede constatar que la evaluación de los procesos de intercambio de gases por medio de fracciones en volumen de componentes de la mezcla de servicio simplifica considerablemente muchos cálculos termodinámicos. Así por medio de esas fracciones se puede determinar fácilmente la masa molecular aparente o media de la mezcla. En efecto

$$G = G_{cf} + G_r$$

o

$$\mu \cdot M = \sum_i \mu_{r_i} M_{r_i} + \mu_{c f_i} M_{c f_i}$$

Aquí μ_i y M_i son conformemente las masas moleculares y las cantidades de moles de componentes de la mezcla. Pero en el caso, cuando sea conocida, por ejemplo, la composición de los gases residuales (y los de recirculación), la cantidad de los kmoles de cualquier componente se determina como el producto de su fracción en volumen r_i por la cantidad total de moles de los productos de combustión, es decir

$$M_{r_i} = r_i M_r,$$

donde M_r es la cantidad total de los kmoles de gases residuales. En ese caso obtendremos [9, 15]

$$\mu \cdot M = \sum_i \mu_{r_i} r_i M_r + \sum_i \mu_{c f_i} r_{c f_i} M_{c f_i}.$$

Al tomar en cuenta que las fracciones molares son iguales a las en volumen, después de la división

por la cantidad de moles de la mezcla de servicio, es deducida la Ecuación (21)

$$\mu = \sigma_r \sum_i \mu_{r_i} r_{r_i} + \sum_i \mu_{c_f i} r_{c_f i}, \quad (21)$$

donde σ_r y σ_{c_f} están determinados por las Ecuaciones (9) y (10).

En este caso la constante específica R de la mezcla de servicio puede ser determinada por la ecuación

$$R = \frac{8314}{\mu}.$$

3. Conclusiones

Como se deduce del análisis efectuado lo siguiente.

El uso de la metodología propuesta da posibilidad de tomar en consideración la influencia del tipo del combustible y de recirculación de los gases de escape en resultados de procesos del intercambio de gases y – respectivamente – en los datos de potencia de motor, los económicos y ecológicos (conforme a los resultados en [9, 10, 19].

En diferencia a los coeficientes η_v y γ_r la noción de fracciones de componentes se utiliza no solamente en la teoría de los motores de CI de pistón, sino en todas las esferas de ciencia y técnica

Las fracciones en volumen no solamente evalúan los resultados de intercambio de gases, sino también caracterizan la composición de la mezcla de servicio, lo que simplifica la determinación de todos sus parámetros termodinámicos.

Los valores de las fracciones de los componentes son directamente proporcionales al llenado en masa

$$G_i = \rho_i V_a \sigma_i,$$

donde ρ_i es la densidad de componente correspondiente a parámetros del punto “a” del diagrama.

Como la mayoría de los coeficientes adimensionales, incluso los de rendimiento, cualquiera fracción en volumen es limitada por la magnitud máxima que es igual a uno. El caso de la $\sigma_{c_f}^{max} = 1$ corresponde al llenado ideal, cuando la mezcla de servicio no contenga los gases remanentes y se compone solamente de la carga fresca. (En el caso

de $\eta_v = 1$ no se toma en consideración el volumen de la cámara de combustión que puede contener alguna cantidad de los gases residuales. Es posible también que en el caso de $\eta_v = 1$ una parte de carga fresca se pierda en el transcurso del periodo de traslapo de válvulas (durante apertura simultánea de las válvulas de admisión y de escape).

Las ecuaciones deducidas demuestran la dependencia de características indicadas de motor del tipo del combustible usado y del grado de recirculación.

La evaluación de la calidad de llenado por medio de las fracciones de la mezcla fresca y los gases remanentes es clara y cómoda didácticamente, pues que entre las fracciones y cantidades de la CF y los GR en el cilindro existe la dependencia univoca (la que ausente entre η_v y η_r)

$$V_a = V_{PC} = V_B + V_T + V_r + V_R$$

y

$$V_a = V_r + V_{c_f}, \quad \sigma_{c_f} = 1 - \sigma_r.$$

El uso en los cálculos de los procesos de llenado de las fracciones en volumen de la carga fresca y de los gases residuales da posibilidad de determinar la masa molecular aparente y constante específica de la mezcla de servicio incluso en el caso de la utilización de la recirculación de los gases de escape.

El uso de las fracciones de la mezcla de servicio en los programas aplicados modernos para el cálculo de los motores de CI de pistón puede reducir el tiempo del cálculo por causa de disminución de la cantidad de variables.

4. Referencias

- [1] V. N. Lukanin. *Internal Combustion engines*. MIR Publishers, 2 edition, 1990.
- [2] M.S Jóvaj. *Motores de automóvil*. Editorial MIR, 1982.
- [3] Volkmar Küntscher. *Kraftfahrzeugmotoren*. VEB Verlag Technik, Berlin, 1989.
- [4] B.A. Sharoglasov and V.A. Povaljaev. Calculated estimate of the admission quality with the incoming charge of the piston engine cylinders at the designing stage. *Bulletin Of The South Ural State University. Series Mechanical engineering*, (23):20–24, 2008.
- [5] A.P. Baskakov. *Termotecnia*. Editorial MIR, 1985.

- [6] Leonid M. Matyukhin and Benigno Vargas. El análisis termodinámico de los procesos de intercambio de los gases en los motores de combustión interna. *Revista Tecnología-hoy: Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Tecnológica de Panamá*, 4:22–24, 2000.
- [7] Leonid M. Matyukhin. The alternative of the volumetric efficiency. In *Collected articles "Engine 2007"*, pages 80–85. Moscow, 2007.
- [8] Leonid M. Matyukhin. Evaluation of results for the gas exchange processes by the use of volumetric ratios of air-fuel-residual gases-mixture. In *Science and Education, Materials of the VIII international research and practice conference*, pages 337–345, Waldkraiburg–Munich–Germany, 2015. Vela–Verlag.
- [9] Leonid M. Matyukhin. *Analysis of filling and thermal calculation of the ICE on the basis of the working mixture*. LAP LAMBERT Academic, Saarbrücken, 2011.
- [10] Leonid M. Matyukhin. The estimation of an engine filling and indicator factors. *AutoGas Filling Complex + Alternative fuel*, 1(61):15–18, 2012.
- [11] G.G. Ter-mkrtichyan, A.M. Saikin, K.E. Karpukhin, A.S. Terenchenko, and Yu.G. Ter-mkrtichyan. Diesel-to-natural gas engine conversion with lower compression ratio. *Pollution Research. Enviro Media*, 36(3):678–683, 2017.
- [12] G.G. Ter-Mkrtichyan. Engine with quantitative throttles power regulation. *Avtomobil'naya promyshlennost' (Automotive industry)*, (3):4–12, 2014.
- [13] Ter-Mkrtichyan G.G. Engines featuring extended expansion phase. *Dvigatelistroyeniye (Engine building)*, (5):3–9, 2015.
- [14] Leonid M. Matyukhin. The universal formula of the delivery ratio for conventional four stroke engines calculation of internal-combustion engines for the 4-stroke internal combustion engine. *Bulletin of MADI (STU)*, 3(22):39–43, 2011.
- [15] Leonid M. Matyukhin. The utilization of the volumetric ratios of the components in the air-fuel-residual gases-mixture for the thermal calculation of internal-combustion engine. *Bulletin of MADI*, 1(8):46–51, 2007.
- [16] Leonid M. Matyukhin. Indicated measures of the -combustion engines. *Bulletin of MADI (STU)*, 4(27):26..29, 2011.
- [17] L. Matiukhin and G. Ter-Mkrtichyan. Thermodynamic fundamentals of the engine operational cycle with a shortened intake ore compression based on working mixture analysis. *Works of NAMI: Coll. of Sci. Art.*, (263):35–44, 2015.
- [18] G.G. Ter-Mkrtichyan. Engines with modified operating cycle and overexpansion. *Works of NAMI: Coll. of Sci. Art.*, (259):59–71, 2014.
- [19] Leonid M. Matyukhin. The analysis of the gas exchange and calculation of the composition of the air-fuel-residual gases-mixture in the gas engines. *Bulletin of MADI (STU)*, 4(11):5–7, 2007.