

Sistematización de los cálculos de prediseño de los motores de combustión interna

Systematization of the pre-design procedures of internal combustion engines

Edison Heano^{1a}, Carlos Romero-Piedrahíta^{1b}, Héctor Quintero^{1c}

¹Grupo de Investigación Procesos de Manufactura y Diseño de Máquinas,
Universidad Tecnológica de Pereira, Pereira, Colombia.

Correos electrónicos: edisonhenao@utp.edu.co, cromero@utp.edu.co, hquinte@utp.edu.co

Recibido: 17 noviembre, 2017. Aceptado: 22 febrero, 2019. Versión final: 25 marzo, 2019.

Resumen

Los motores de combustión interna son máquinas complejas en las cuales concurren diversos procesos y variables y que, ante todo, constituyen objeto de diseño. En el campo industrial, el diseño de un nuevo motor empieza por la concepción de una solución bien establecida con consideración de la experiencia de los diseñadores. Para realizar el diseño estructural de un motor, se requiere determinar las fuerzas y momentos en sus componentes derivados de los procesos a lo largo de los ciclos de trabajo, con observación de las variaciones de las presiones y las temperaturas en el cilindro y de las fuerzas y momentos de inercia en los componentes de los mecanismos y la estructura. Es el propósito de esta investigación el desarrollo de una serie de procedimientos para obtener las dimensiones iniciales de un motor, aplicando las teorías de diseño adecuadas para el dimensionamiento geométrico y la caracterización termodinámica y dinámica de un motor de combustión genérico, de manera que, a partir de la información mínima de partida (potencia, par, revoluciones y condiciones de explotación), se puedan obtener las dimensiones marco de las partes del conjunto móvil y del bloque y la culata, teniendo en cuenta una base de materiales de construcción. Para la sistematización del prediseño de los motores se ha desarrollado una hoja de cálculo en la que se pueden seleccionar o especificar las características deseadas del motor y composición del combustible, se realiza la termoquímica de la combustión, se determinan las emisiones, se calculan los procesos del ciclo termodinámico real con consideración de la ley de liberación de calor, se obtiene la evolución de las presiones y temperaturas a lo largo del ciclo del motor, se calculan las fuerzas debidas a las presiones de los gases y a la masa de las partes del conjunto móvil en cada uno de ellos, se calcula el par en el cigüeñal, se obtiene la característica externa de velocidad y se realizan los cálculos previos de las partes principales del motor.

Palabras clave: características; diagramas; dimensiones; fuerzas; diseño; hoja de cálculo; motor de combustión.

Abstract

Internal combustion engines are complex machines that constitute an object of design, and in which diverse processes and variables encounter. In the industrial field, the design of a new engine begins with the conception of a well-established solution with consideration on the experience of the designers. To perform the structural design of an engine, it is needed to determine the forces and moments acting on its components, derived from the processes along the cycles of work, with observation of the variations of the pressures and the temperatures in the cylinder and of the forces and moments of inertia in the components of the mechanisms and the structure. It is the purpose of the present paper to introduce the development of a series of procedures to obtain the preliminary dimensions of the main components of an engine (power mechanism, engine block and cylinder head dimensions), applying the machine

design fundamentals and the thermodynamic and dynamic characterization of a generic engine of combustion, using the minimum information (power, torque, engine speed, and conditions of exploitation). To systematize the engine preliminary design, a spreadsheet based on Microsoft Excel was developed. To use this spreadsheet, the user must specify composition of the fuel, the type of ignition, and the wished characteristics of the engine. The outputs of the spreadsheet are the global stoichiometric balance of fuel-air chemical reactions, the heat release rate, the indicator diagram, the forces and moments acting on the main components of the crank-train mechanism, such a valuable information required to conduct the dimensioning of the engine components making use of the fundamentals of strength of materials.

Keywords: internal combustion engine; engine design; dimensioning; forces; diagrams; characteristics; spreadsheet.

1. Introducción

El motor de combustión interna es un tipo de máquina en la que se obtiene energía mecánica en el eje de un eje de salida, a partir de la energía química de un combustible que reacciona dentro de un volumen cerrado o cámara de combustión. Es una máquina en permanente evolución en la que se introducen incesantemente los avances del conocimiento científico y tecnológico que se desarrolla de manera multidisciplinar, e incorpora las últimas herramientas experimentales numéricas en sus procesos de modelado y simulación. Sigue siendo la principal máquina de transformación de energía química en mecánica para la propulsión de la mayoría de los medios de transporte en el mundo [1].

En los programas de ingeniería se introducen actualmente programas de modelado y simulación comerciales de elementos de máquinas, de uso general y particular (GT-Power®, Adams®, ANSYS®, entre otros) y se logra que los grupos de investigación y sus integrantes utilicen estas herramientas de manera competitiva. Sin embargo, muy a pesar de que se tienen los programas comerciales, sigue siendo necesaria la sistematización de la información conducente a la definición preliminar de las dimensiones de los elementos y máquinas objeto de diseño. Con esto se justifica que, a partir de la información bibliográfica tradicional [2–5], en la que se contiene información teórica, experimental y estadística empleada en los modelos de cálculo estructural de los motores, los investigadores construyen sus modelos predictivos y de diagnóstico [6-9]. Son conocidos, entre otros, los trabajos de Mikulec [10], Shannon [11], Delprete [12] y Singh [13] dedicados al prediseño de partes de los motores y a la predicción de los esfuerzos térmicos y mecánicos. Shannon *et al.* desarrollaron para Ford un *software* (PET) para realizar el prediseño y calcular la geometría crítica de partes de motores de combustión, así como el ensamble paramétrico de sólidos. La plataforma PET ha sido concebida para predecir el desempeño del motor en diferentes escenarios o casos. Delprete *et al.* también desarrollaron una herramienta denominada "Código de desarrollo del motor", procesada en MATLAB®

mediante interfaces gráficas de usuario (GUI), con procedimientos para diseñar y verificar todos los componentes principales del motor utilizando expresiones y modelos disponibles en la bibliografía especializada; esta herramienta permite que el usuario diseñe cada componente tras la introducción de algunos parámetros característicos del nuevo motor de combustión interna a diseñar. Singh *et al.* trabajaron sobre una estructura informática para el cálculo de los esfuerzos térmicos y mecánicos en los componentes de un motor Diesel de cuatro tiempos, valiéndose de la herramienta computacional LS-DYNA. El objetivo del presente trabajo es ilustrar mediante el programa de Excel® la sistematización propia de los cálculos básicos requeridos para el dimensionamiento preliminar de las medidas principales de un motor de combustión interna; se trata de una sistematización compatible con los trabajos de estos últimos autores y que es parte constitutiva de una sistematización mayor en desarrollo para el diseño CAE-CAM de motores en nuestro grupo de investigación.

Suponiendo que se conocen los parámetros iniciales definidos por el cliente en la tarea técnica del motor, es decir, la información requerida de velocidad, potencia, presión media efectiva y relación de compresión para emular el pliego de condiciones, se plantean las variables que sirven de entrada para llevar a cabo la simulación del ciclo termodinámico con sus procesos de admisión de la carga al cilindro, compresión, combustión, expansión y escape de los productos de la combustión. Con los resultados obtenidos se generan las curvas del ciclo termodinámico completo y se realiza la deducción y análisis de las cargas en el motor, previa sistematización del análisis cinemático, estático y dinámico, hasta conseguir encontrar el comportamiento de las cargas que se generan en cada elemento del conjunto móvil del motor. Con la información de las cargas críticas y los parámetros geométricos, resultado del predimensionamiento, se completa la información necesaria para la verificación y cálculo de las piezas a la resistencia. En el proceso de sistematización se siguen las recomendaciones sugeridas por Romero [9].

Como resultado del trabajo de sistematización, se obtiene una hoja de cálculo que sirve para realizar los estudios termoquímicos, termodinámicos, cinemáticos y dinámicos requeridos para obtener las dimensiones marco de un motor. El cálculo bien puede realizarse en otros ambientes numéricos, pero se quiere enfatizar la importancia de la elaboración de hojas de cálculo en los programas de ingeniería, como herramienta pedagógica potenciadora de los ejercicios de análisis de soluciones en las diferentes asignaturas y particularmente en las de diseño. A continuación, en los siguientes apartados de este documento, se hará una ligera presentación de los fundamentos termoquímicos y dinámicos que yacen en los cálculos iniciales del prediseño de los motores.

2. Fundamentos de prediseño de motores

El prediseño estructural de un motor de combustión interna parte de parámetros constructivos, funcionales y de considerar factores tales como la seguridad, la distribución de esfuerzos, las deformaciones, las características dinámicas, el peso proyectado y los costos de manufactura. En esta etapa inicial se hace fundamental la experiencia del diseñador para alcanzar rápidamente una solución acertada, no obstante, los métodos de diseño clásico y la información basada en la experimentación se pueden llevar a tablas de bases de datos como Excel® o programas como MatLab® para facilitar el prediseño de los componentes del motor a personas menos expertas.

El diseño inicial debe tener en cuenta las reacciones del aire y el combustible, la composición de las emisiones producto de la combustión, las relaciones de dimensiones y masa, el aumento de indicadores de potencia y consumo, la relación de compresión, presión media efectiva, potencia litro y potencia del pistón, frecuencia de rotación del cigüeñal y, lo más importante, fiabilidad de trabajo del motor. Además, durante el inicio o en la formulación de la tarea técnica se suponen dados la destinación del motor, el tipo de encendido y de combustible, la potencia, el número de ciclos, la característica de velocidad, las propiedades dinámicas y la frecuencia de rotación del cigüeñal.

En los motores de combustión interna, el fluido de trabajo es una mezcla de combustible, aire, gases residuales y posiblemente gases recirculados. El combustible líquido para motor obtenido del petróleo tiene una composición elemental (en masa) - $gC + gH + gO = 1 \text{ kg}$ -, y son gC , gH , gO , correspondientemente, los contenidos de carbono, hidrógeno y oxígeno en un kg de combustible. Además de la composición elemental, el combustible se caracteriza por el poder calorífico inferior H_i y la masa molar media M_o . Conocida la composición del combustible, la cantidad de aire de densidad ρ_a ,

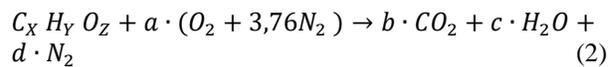
teóricamente necesaria para la combustión completa de 1 kg de combustible constituye:

$$L'o = (8/3 gC + 8 gH - gO)/0,23 \text{ kg} \quad (1,a)$$

En moles, la cantidad de aire teóricamente necesaria para la combustión completa de 1 kg de combustible es:

$$L_o = (gC/12 + gH/4 - gO/32)/0,21 \text{ kMol/kg} \quad (1,b)$$

Durante la combustión se generan CO_2 , H_2O , CO , etc., y la energía química se convierte en energía calórica. La Primera Ley de la Termodinámica para el sistema es: $dU = \delta Q - \delta L$, y son dU , el cambio de energía interna; δQ , el calor agregado al sistema; y δL , el trabajo mecánico realizado por el sistema; la ley de los gases ideales está dada por $pV = n\bar{R}T$. La reacción química global que describe el proceso de combustión está dada por:



$$a = X + (Y/4) - (Z/2); b = X; c = Y/2; \\ d = 3,76[X + (Y/4) - (Z/2)]$$

Considerando las masas molares de los componentes, la relación aire – combustible (AC) es:

$$AC = \frac{m_{aire}}{m_{comb}} = \frac{a \cdot (O_2 + 3,76N_2)}{C_X H_Y O_Z} \quad (3)$$

El objetivo del cálculo termodinámico es encontrar los valores de presión y temperatura de los gases en el cilindro del motor para cualquier momento del proceso de combustión. El cálculo del proceso se efectúa teniendo en cuenta el ángulo de avance de la inflamación, el carácter de la combustión y la velocidad media de la inflamación. El análisis de calor del motor se hace sobre la base de los datos determinados o prescritos inicialmente, como el tipo de motor, la potencia, la velocidad, número y disposición de los cilindros, relación carrera–diámetro y relación de compresión, que luego se usan para determinar la potencia, la economía de combustible y parámetros indicados y efectivos del motor. Los resultados del análisis de calor son utilizados luego para trazar el diagrama indicador. Los parámetros obtenidos mediante el análisis de calor se utilizan en la gráfica de la curva de velocidad y en la realización de cálculos dinámicos y de esfuerzos. El análisis de calor subyace a la característica externa de velocidad, al análisis dinámico y al diseño de las partes y sistemas principales del motor.

El ciclo de trabajo simplificado de los motores convencionales de combustión se compone de cinco fases realizadas en cuatro carreras del pistón (para el

motor alternativo de cuatro tiempos): una admisión que en el modelo se puede asumir que ocurre a temperatura y presión constante; una fase de compresión politrópica, la cual, durante el modelado, puede asumirse que tiene lugar con coeficiente politrópico constante; una fase de combustión, de la cual depende el trabajo entregado por el motor; una fase politrópica de expansión, la cual se supone que ocurre con un coeficiente politrópico constante, y una fase de escape, la cual se toma que ocurre a presión constante también. Las simplificaciones en las que se incurre en el modelo presentado en este trabajo están acordes con la exactitud requerida para propósitos de diseño preliminar [3].

Dada la relación de compresión del motor y el exponente politrópico de compresión, pueden hallarse la presión, la temperatura y el volumen de compresión por las fórmulas:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}; T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}; V_c = V_a/\varepsilon \quad (4)$$

De manera análoga, la presión, la temperatura de expansión y el grado de expansión posterior son determinadas por:

$$p_b = p_z/\delta^{n_2}; T_b = T_z/\delta^{n_2-1}; \delta = V_a/V_z \quad (5)$$

A partir de postulados cualitativos, la evolución de la masa de combustible quemada en función del ángulo de giro del cigüeñal puede expresarse como:

$$x = 1 - \exp\ln(1 - x_z) (\varphi/\varphi_z)^{m+1} \quad (6)$$

Las particularidades del proceso de combustión son tenidas en cuenta en las ecuaciones mediante el índice del carácter de la combustión m , el cual unívocamente determina la posición del máximo de la velocidad adimensional de liberación de calor. Cuanto más bajo es el exponente m , tanto más pendiente es la característica de desprendimiento de calor y tanto más cerca se ubica el máximo de la velocidad de desprendimiento de calor del inicio de la combustión.

La determinación durante el cálculo del ciclo de trabajo de las principales dimensiones del motor (diámetro del cilindro, carrera del pistón) permite efectuar el análisis cinemático de los elementos del mecanismo biela-manivela, MBM (pistón, biela, cigüeñal) y escalar las medidas de composición principales y también calcular las velocidades y aceleraciones de estas piezas para el consiguiente cálculo dinámico y la predicción del periodo de servicio del motor. Los datos iniciales para el cálculo cinemático son la carrera del pistón y el esquema constructivo elegido para el mecanismo biela-manivela. Para el MBM centrado, el principal parámetro cinemático, el radio de la manivela, se determina como la

mitad de la carrera completa del pistón ($R = S/2$); el valor de otro parámetro geométrico, adimensional, λ , el cual representa la relación del radio de la manivela R sobre la longitud de la biela L ($\lambda = \frac{R}{L}$), generalmente se toma del rango 0,24 ... 0,31.

El cálculo cinemático, considerando las dimensiones del mecanismo y la velocidad angular de rotación de la manivela $\omega = d\varphi/dt = \pi n/30$ (rad/s), permite predecir el desplazamiento S_p , la velocidad v_p y la aceleración j_p del pistón (en el MBM centrado), según las expresiones:

$$\begin{aligned} S_p &= R \left[\left(1 + \frac{\lambda}{4}\right) - \left(\cos\varphi + \frac{\lambda}{4}\cos 2\varphi\right) \right] \\ &= R \left[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi) \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_p &= R \left(\frac{\pi n}{30} \right) \left[\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi \right] \\ &= R \cdot \omega \left[\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} j_p &= R \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 [\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi] \\ &= R\omega^2 [\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi] \end{aligned} \quad (7)$$

Aplicando el principio de D'Alambert, el comportamiento del MBM puede analizarse bajo los principios de equilibrio dinámico y las fuerzas que actúan sobre los componentes pueden hallarse tratando el sistema como estático. Sobre el sistema actúan las fuerzas debidas a la presión de los gases de combustión y las debidas a la inercia de las masas. En figura 1 se muestran y resumen las expresiones para las fuerzas sobre los componentes del mecanismo manivela-deslizador, requeridas para realizar los cálculos de diseño de los componentes estructurales del motor y para estudiar las vibraciones del motor.

En las expresiones siguientes, p es la presión dentro del cilindro para una posición dada del cigüeñal; p_0 es la presión bajo el pistón; m_m es la masa desbalanceada, con respecto al eje de rotación de los elementos del cigüeñal asociados a la manivela: $m_m = m_{mb} + 2m_c\rho/R$; m_{mb} es la masa del muñón de biela; m_c es la masa desbalanceada de los conectores de los muñones; ρ es la distancia entre el eje de rotación y el centro de gravedad de la masa desbalanceada de los elementos de unión. Los valores de m_{mb} , m_c , y ρ pueden determinarse a partir de datos estadísticos de estas magnitudes según las tendencias en los motores actuales, como las disponible en bases de datos de fabricantes, de los cuales Mahle uno de ellos [14-15].

Calculadas las fuerzas sobre los componentes, se aborda la determinación previa de las medidas de los cilindros,

su número, la relación carrera diámetro, la necesidad de emplear sobrealimentación y la valoración de su presión. Esta última permite de una manera justificada garantizar una potencia dada, previendo una resistencia al desgaste y una tensión térmica aceptables.

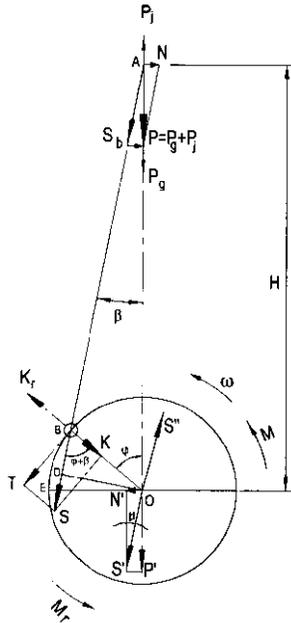


Figura 1. Fuerzas en el mecanismo. Fuente: elaboración propia.

$$\begin{aligned}
 P &= P_g + P_j; P: \text{fuerzas sobre el pistón} \\
 P_j &= -mjR\omega^2(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi); P_j: \text{fuerzas sobre el} \\
 &\text{pistón debidas a las masas en movimiento alternativo} \\
 P_g &= 10^6(P - P_0)F_p; P_g: \text{fuerzas debidas a la presión de} \\
 &\text{los gases de combustión} \\
 S_b &= P/\cos\varphi : \text{fuerza componente a largo de la biela} \\
 N &= P \operatorname{tg}\varphi : \text{fuerza componente transversal.} \\
 K &= P \cdot \cos(\varphi + \beta)/\cos\beta \\
 T &= P \cdot \operatorname{sen}(\varphi + \beta)/\cos\beta \\
 M_t &= T \cdot R \\
 K_{br} &= -(1 - \kappa) \cdot m_{mb} \cdot R \cdot \omega^2 \\
 K_{mr} &= -m_m \cdot R \cdot \omega^2 \\
 K_r &= K_{br} + K_{mr} \\
 R_{ab} &= [T^2 + (K_{mr} + K_{br})^2]^{1/2} \\
 \Psi &= \operatorname{arctg}[T/(K_{mr} + K_{br})]
 \end{aligned} \tag{8}$$

En la figura 2 se muestran las interrelaciones de los parámetros consideradas en el diseño preliminar de un motor a partir de los datos iniciales. En el esquema, S es la carrera; D , el diámetro; R , el radio de la manivela; L , la longitud de la biela; n , la frecuencia de rotación del cigüeñal; v_m , la velocidad media del pistón; N_{el} , la potencia litro; N_c , la potencia por cilindro; N_e , la potencia nominal; τ , el número de tiempos; i_c , el número de cilindros; p_θ , la presión media previa; p_e , la presión media efectiva; p_k , la presión de sobrealimentación; p_0 ,

la presión atmosférica; ρ_k , la densidad del aire de sobrealimentación; ρ_0 , la densidad del aire atmosférico; n_k , el exponente politrópico de compresión; C , la relación entre el poder calorífico inferior del combustible y la masa de aire teóricamente necesaria para la combustión de un kg de combustible; η_v , el rendimiento volumétrico; η_e , el rendimiento efectivo; α , el coeficiente de exceso de aire, y ε , la relación de compresión.

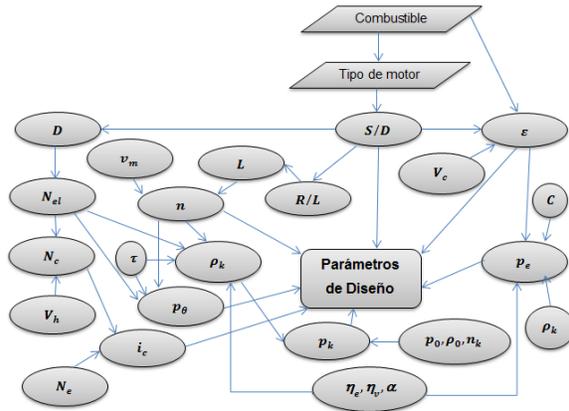


Figura 2. Parámetros de diseño preliminar. Fuente: elaboración propia.

Entre los parámetros estructurales más importantes del motor están el diámetro del cilindro (D), la carrera del pistón (S) y la relación entre ellos (S/D). Estos permiten definir además lo siguiente:

El rendimiento térmico del ciclo en general se valora por la expresión:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \frac{\lambda_p \rho^{k-1}}{[\lambda_p^{-1} + k\lambda_p(\rho-1)]} \tag{9}$$

La presión media de las pérdidas mecánicas para un motor de encendido provocado y relación $S/D \leq 1$ puede hallarse por la expresión [3]:

$$p_m = 0,034 + 0,0113 v_{p.m}; \quad v_{p.m} = \frac{S \cdot n}{3 \times 10^4} \quad \text{es la velocidad media del pistón en m/s.}$$

La presión indicada media teórica:

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon-1} \left[\frac{\lambda}{n_2-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \tag{10}$$

λ_p es la relación de presiones ($\lambda_p = \frac{p_z}{p_c}$), n_1 y n_2 son los exponentes politrópicos de compresión y expansión respectivamente, y ε es la relación de compresión. La presión indicada es

$$p_i = \varphi_r p'_i \tag{11}$$

Tabla 1. Balance aire-combustible para diferentes combustibles y valores de CO₂ seco y húmedo.

Ingrese el número de átomos de carbono, hidrógeno y oxígeno en la fórmula molecular, C _x H _y O _z , del combustible				Observaciones									
X	Y	Z											
8	18	0	Siempre que se determine la ecuación de combustión estequiométrica de un combustible, es necesario ingresar la densidad del combustible en kg/m ³ para que la relación V _{aire} /V _{combustible} sea consistente en esta hoja.										
Valores de los coeficientes a, b, c y d													
a	b	c					d						
12,5	8,0	9,0	47,0										
Ecuación de combustión estequiométrica													
C		H		O	+	12,5	(O ₂ + 3,76 N ₂)	8	CO ₂ +	9	H ₂ O +	47,0	N ₂
	8		18		0		↓						
				kilomoles de aire									
Información de combustibles de referencia				Relación aire-combustible (AC)									
Combustible	Fórmula Química	Masa Molar kg/kmol	Densidad kg/m ³	AC=	15,05		kg _{aire} /kg _{combustible}						
Gasolina	C ₈ H ₁₈	114	750	%CO ₂ seco = (moles CO ₂ producidas/ moles totales de los productos sin H ₂ O)*100%									
Diésel	C ₁₂ H ₂₆	170	840	% CO ₂ seco =		14,545 %							
Metanol	CH ₃ OH	32,042	790	%CO ₂ húmedo = (moles CO ₂ producidas/ moles totales de los productos)*100%									
Etanol	C ₂ H ₅ OH	46,069	790	%CO ₂ húmedo =		12,5 %							
Metano	CH ₄	16,043	0,66	Relación volumen aire/volumen combustible [m³_{aire}/m³_{combustible}]									
Propano	C ₃ H ₈	44,097	500	Densidad aire (kg/m³):		1,225							
Butano	C ₄ H ₁₀	58,123	579	V _{aire} /V _{combustible} = AC * densidad _{combustible} /densidad _{aire}									
Hidrogeno	H ₂	2,016	71	Ingrese la densidad del combustible en kg/m ³ :		750							
Carbono	C	12	2.000	V _{aire} /V _{combustible} =		9215,9	m ³ _{aire} /m ³ _{combustible}						

Donde φ_r es el coeficiente de redondeo del diagrama indicador.

El desplazamiento en litros total es calculado como:

$$V_l = \frac{30\tau N_e}{p_e n} \quad (12)$$

El desplazamiento para un solo pistón V_h es obtenido al dividir por el número de cilindros.

El diámetro del cilindro en mm se define por:

$$D = 100 \times \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi S/D}} \quad (13)$$

Con el modelado de las cargas dinámicas es posible a) conocer la estructura del mecanismo alternativo y las diferentes soluciones constructivas según el tipo de motor; b) evaluar las características cinemáticas y dinámicas del mecanismo manivela – deslizador; c) determinar los diagramas polares de carga sobre los muñones de apoyo y de biela del cigüeñal, y d) determinar el par de torsión en el cigüeñal del motor.

3. Gráficas y resultados a partir del uso de las hojas de cálculo

La hoja de cálculo diseñada permite determinar la cantidad de aire teóricamente necesaria para la combustión completa de hidrocarburos a partir de su composición química. Se determinan las moles y las masas molares de los reactantes y los productos de la combustión asumiendo la combustión estequiométrica. Se determinan las fracciones de dióxido de carbono en los gases quemados con referencia seca y húmeda, como se presenta en la tabla 1.

En la tabla 2 se ilustran los parámetros de un motor diferente y para el cual se realizan los cálculos termodinámicos (diagrama de ciclo y cargas dinámicas). En la tabla 3 se leen los resultados de los cálculos termodinámicos, fuerza sobre el pistón y par, considerando que el ciclo teórico con adición da calor a volumen constante, según el combustible utilizado, gas natural o gasolina. Los valores extremos de las presiones y temperaturas, para el caso de la utilización de gasolina, se muestran en la tabla 4, al tiempo que en la figura 3 se observa la forma del diagrama indicado $p-v$ del ciclo ideal correspondiente.

Tabla 2. Cálculos básicos del motor de ciclo Otto.

Cálculos de un motor de ciclo Otto			
El siguiente programa permite realizar algunos cálculos del motor de ciclo Otto, para gasolina y gas natural.			
Características de los combustibles			
	Fórmula química	Relación aire-combustible estequiométrica (AC)	Poder calorífico H_i (kJ/kg)
Gasolina	C_8H_{18}	15,05263158	44000
Gas natural (metano)	CH_4	17,16	50050
Características del motor asignado			
Relación de compresión (ϵ) = 6		Cilindros (i) = 1	
Potencia Máxima (Ne) = 7 HP = 5,2 kW		Válvulas = 2	
Revoluciones por minuto (rpm) = 4000		Alimentado por carburador	
Cilindrada = $252 \text{ cm}^3 = 0,000252 \text{ m}^3 = V_h * i$		Combustible: gasolina	
Tiempos (t) = 4			
Temperatura y presión de la ciudad asignada (Pereira)			
Temperatura ambiente = $23 \text{ }^\circ\text{C} = 296 \text{ K}$		Presión atmosférica = 86 kPa	
Parámetros del aire			
Calor específico a volumen constante (C_v)		0,718 kJ/kg.K	
Razón de calores específicos		k = 1,4	
Constante del aire (R)		0,287 kJ/kg.K	

Tabla 3. Datos y resultados para los combustibles gasolina y gas natural.

Datos y resultados					
Datos del motor		Cantidades a determinar	Resultados según tipo de combustible		
			Gasolina	Igual	Gas natural
ϵ	6				
Ne (kW)	5,22	Rendimiento térmico $\eta_{T.Otto}$		0,52	
rpm	4000	Rendimiento térmico $\eta_{T.Otto}$ (%)		51,16	
Cilindrada (m^3)	0,000252	Maire por cilindro (kg)		0,00026	
		$M_{combustible}$ (kg)	1,69 E-05		1,49 E-05
t	4	Calor agregado combustible (kJ)	0,75		0,74
Cilindros (i)	1	Calor entregado (kJ/kg _{aire})	2923,08		2916,67
V_h (m^3)	0,000252	Trabajo neto (kJ/kg _{aire})	1495,57		1492,29
Ingrese los datos de presión y temperatura		Potencia que el motor desarrollaría (kW)	12,72		12,69
		Desempeño real del motor			
P (kPa)	86	\dot{m}_{aire} (kg/s)		0,0085	
T (K)	296	$\dot{m}_{combustible}$ (kg/s)	0,00056		0,0005
Propiedades del aire		Potencia de calor generado \dot{Q} (kW)	24,857		24,80
C_v (kJ/kg.K)	0,718	Rendimiento real neto del motor (%)	20,99		21,05
k	1,4	Cantidad de calor rechazado Q_2 (kJ)	0,36		0,36
R (kJ/kg.K)	0,287	Presión de Compresión $P_{c_{man}}$ (kPa)		970,6	
Maire [g/mol]	28,97	Diámetro del pistón (m)		0,072	
Mgasol [g/mol]	114,23	Fuerza ejercida sobre el pistón F (kN)	33,19		33,12
Mgas [g/mol]	16,043	Par de torsión del motor (N-m)		12,46	

Tabla 4. Valores iniciales y finales del diagrama p-v

Presión (kPa)		Temperatura (K)		Vértices	Volumen específico (m^3/kg)
P ₀	86	T ₀	296	0	1,19
P ₁	1056,59	T ₁	606,1110	1	0,198
P ₂	8153,58	T ₂	4677,248	intervalo	0,033
P ₃	663,646	T ₃	2284,178	2	0,198

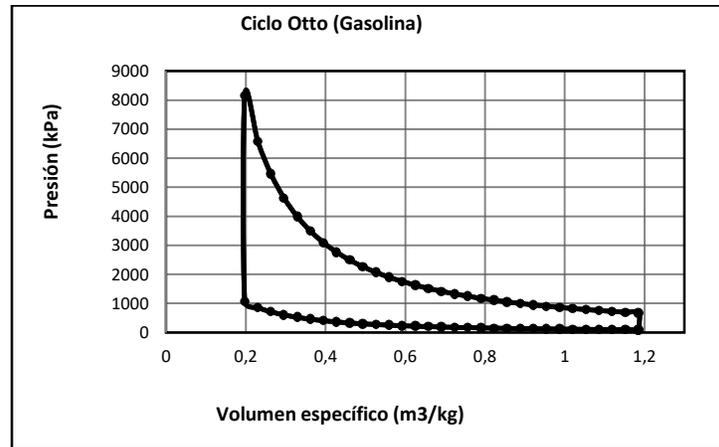


Figura 3. Diagrama P-V ideal para gasolina. Fuente: elaboración propia.

En las figuras 4-7 se representan el desplazamiento, la velocidad, la aceleración y la sobreaceleración del pistón. Realizando el cálculo termodinámico con consideración detallada de la ley de liberación de calor, usando el modelo de Wiebe [3,6], se obtienen las presiones y temperaturas en función del ángulo de giro del cigüeñal,

previniendo la duración y los ángulos de inicio de la combustión. Los resultados numéricos del modelo sistematizado se ilustran en la tabla 5; las figuras 8 y 9 ilustran los comportamientos de la fracción de masa quemada y la tasa de liberación de calor, correspondientemente.

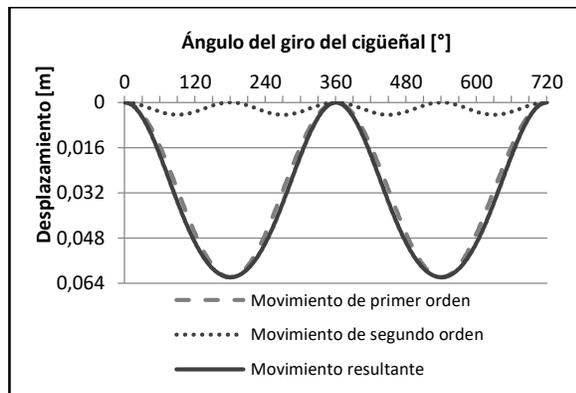


Figura 4. Desplazamiento del pistón.
Fuente: elaboración propia.

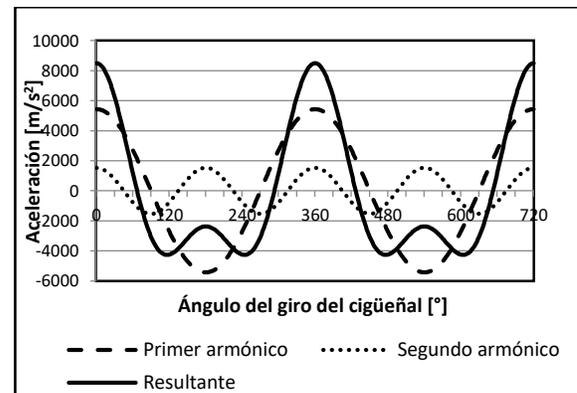


Figura 6. Aceleración del pistón.
Fuente: elaboración propia.

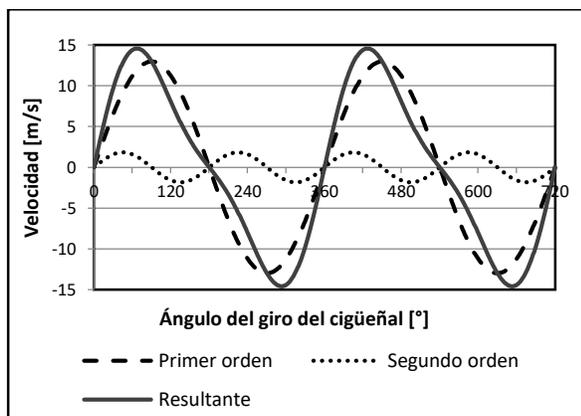


Figura 5. Velocidad del pistón.
Fuente: elaboración propia.

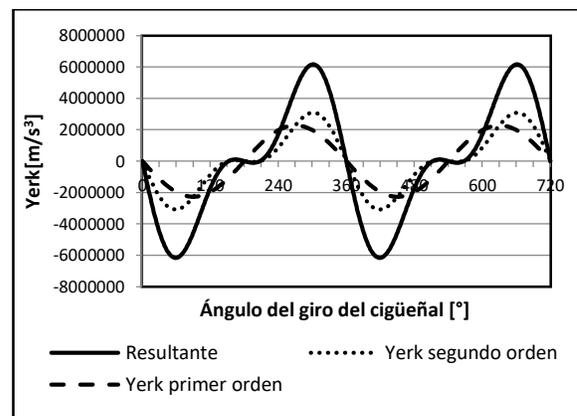


Figura 7. Jerk (sobre-aceleración).
Fuente: elaboración propia.

Tabla 5. Parámetros termodinámicos calculados.

Parámetros solicitados	Rango de los valores y observaciones	Ingreso el valor	Parámetros entregados		
			ω_{ad}^2 [m ² /s ²]	→	4900
P_K [Mpa]	Sin sobrealimentación $P_K = p_o$, $T_K = T_o$ y $\rho_K = \rho_o$	0,086	P_a [MPa]	→	0,08
T_K [K]		296	P_r [MPa]	→	0,1075
ρ_K [Kg/m ³]		1,012336	γ_r	→	0,088230163
K_n	2,5 a 4	3,2	T_a [K]	→	370,9157172
ω_{ad} [m/s]	50 a 130 m/s	70	l_o [kg]	→	14,95652174
ϵ	4 a 12,5	6	V_a [m ³ /kg]	→	1,293275636
ΔT [K]	10 a 30 K	15	P_c [MPa]	→	0,892755486
T_r [K]	900 a 1100 K	1050	T_c [K]	→	706,9841652
$Pr = B.P_o \rightarrow B es$	1,1 a 1,25	1,25	V_c [m ³ /kg]	→	0,215545939
gC	Número de moles de C, H y O contenidas en 1kg de combustible.	0,855	V_y [m ³ /kg]	→	0,229288607
gH		0,145	P_y [MPa]	→	0,820779592
gO		0	T_y [MPa]	→	691,4270079
m_r [kg/kmol]	110 a 120	114	L_o [kmol]	→	0,516276208
α	0,9 a 1,1	0,9	δ	→	0,767622631
μ_a [kg/kmol]	masa molar del aire	28,97	ξ	→	0,690860368
n_1	1,3 a 1,38	1,36	q_z [kJ/kg]	→	19071,67158
λ	0,21 a 0,3	0,282	E_z [MPa]	→	176,9615484
θ (rad)	0,1745329 a 0,2617994	0,2	μ_o	→	1,080942564
H_i [kJ/kg]	Gasolina (44000) y Gas natural (50050)	44000	V_z [m ³ /kg]	→	0,229288607
Ψ	0,86 a 0,92	0,9	P_b [MPa]	→	1,595368578
m	3 a 4	3,5	T_b [K]	→	7276,963564
n_2	1,23 a 1,30	1,25	δ_2	→	6

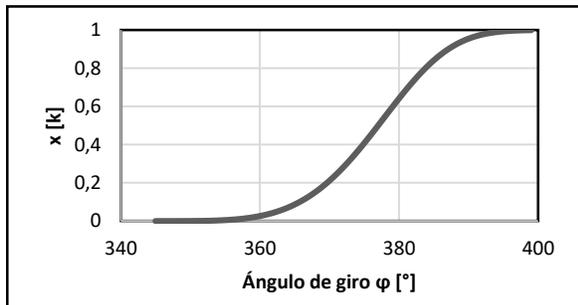
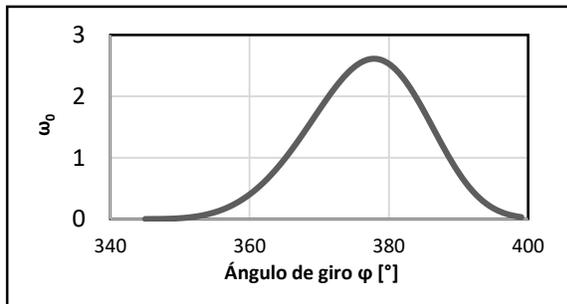


Figura 8. Fracción de combustible quemado (x). Fuente: elaboración propia.

Figura 9. Velocidad relativa de combustión (ω). Fuente: elaboración propia

Ambas gráficas son función de la constante cinética de las reacciones de combustión (m), que valora el proceso

de combustión del combustible y está asociada con la rigidez de trabajo del motor. Para el cálculo de las reacciones y el par torsor se requiere ingresar en la tabla 6 la información relacionada con la geometría del mecanismo manivela-deslizador y parámetros específicos particulares de este mecanismo.

Tabla 6. Valores para el cálculo de las fuerzas y par motor.

Parámetros del motor	Ingreso el valor
Presión máxima sobre el pistón [MPa]	8
Presión en el cárter [kPa]	86
Diámetro del pistón [cm]	7,20
Área transversal de la biela [m ²]	0,0015
Longitud de la biela [cm]	11
Masa específica de las piezas del grupo pistón	105
Masa específica de la biela en su conjunto	130
Porcentaje de masa de la biela que participa en el movimiento alternativo [0,25 - 0,275]	0,25
Masa específica para cigüeñal de hierro fundido	140
Revoluciones por minuto [min ⁻¹]	4000
λ [0,24 - 0,31]	0,282

El comportamiento de las fuerzas resultantes de la acción conjunta de la presión de los gases y las masas inerciales, para un régimen de velocidad particular ($n=4000 \text{ min}^{-1}$)

se aprecia en la figura 10. Las componentes longitudinales a lo largo de la biela y la normal al cilindro pueden observarse en la figura 11.

Las fuerzas componentes sobre el muñón de biela se comportan, en función del ángulo de giro del cigüeñal, como se ilustra en la figura 12, mientras que el par resultante sobre el cigüeñal tiene el comportamiento ilustrado en la figura 13.

Las temperaturas, las presiones y las fuerzas, junto con las dimensiones previas del mecanismo constituyen los insumos para realizar los cálculos de prediseño de la estructura del motor.

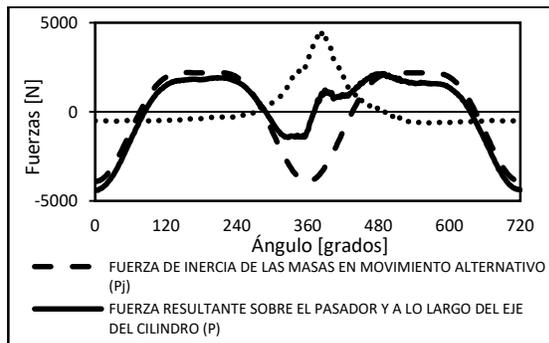


Figura 10. Fuerza resultante sobre el pasador del pistón. Fuente: elaboración propia.

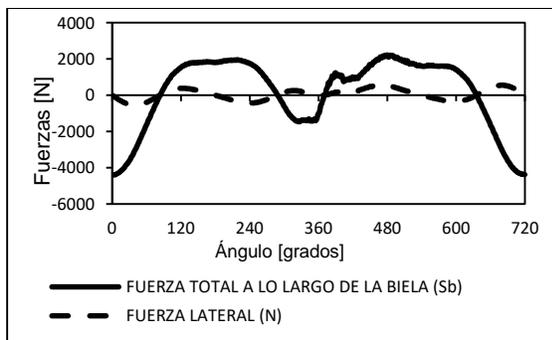


Figura 11. Fuerza a lo largo de la biela. Fuente elaboración propia.

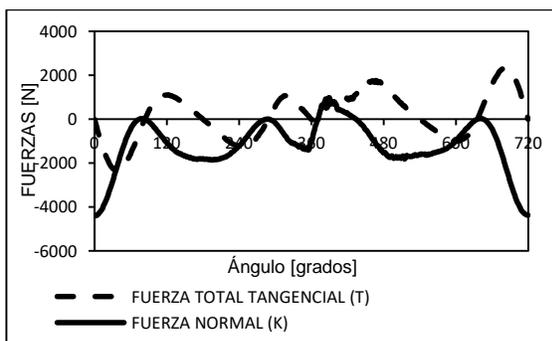


Figura 12. Fuerza tangencial normal sobre el cigüeñal. Fuente: elaboración propia.

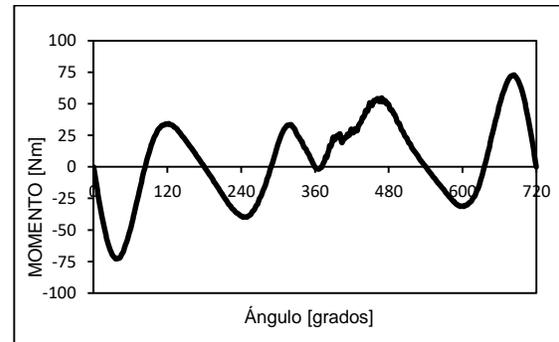


Figura 13. Par resultante. Fuente: elaboración propia.

4. Conclusiones

Se ha presentado en este artículo un proceso de sistematización de los principales cálculos de prediseño para un motor de combustión, en una hoja de cálculo basada en Microsoft Excel®. A partir de una tarea con datos iniciales, aplicando los conocimientos de termodinámica, mecánica de maquinaria, dinámica y resistencia de materiales, se han calculado los parámetros termodinámicos (presiones y temperaturas) de la sustancia de trabajo y mecánicos (cinemáticos y dinámicos) requeridos para determinar las fuerzas en el mecanismo manivela deslizador y el par torsor en el cigüeñal.

Por disponibilidad de espacio no se ha ilustrado la magnitud de todo el trabajo, y se han mostrado solo las tablas y figuras iniciales.

Es cierto que los cálculos pueden realizarse con un programa comercial estructurado, pero se aprovecha la ventaja de la herramienta Excel®, una base de datos ampliamente disponible. La información organizada en bases de datos y hojas de cálculo permite alcanzar resultados rápidos en el diseño de sistemas, proveyendo los insumos requeridos para el dimensionamiento de partes y sistemas que han de someterse a modelado y simulación 1D, 2D y 3D en etapas de diseño y prototipado virtual posteriores.

Actualmente en el marco de la misma línea de investigación, el grupo de trabajo ha avanzado dentro del proceso de sistematización, en la inclusión de relaciones para la valoración cinemática y dinámica de mecanismos manivela-deslizador multieslabón [15].

Referencias

- [1] R. D. Reitz, "Internal Combustion Engines I: Fundamentals and Performance Metrics," 2018, pp. 1–30.

[2] M. Jovaj, *Motores del Automóvil*. Moscow: MIR, 1982.

[3] A. Kolchin and D. Demidov, *Design of Automotive Engines*. Moscow: MIR, 1984.

[4] J. B. Lheywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.

[5] F. Payri and J. M. Desantes, *Motores de combustión interna alternativos*, 5a ed. Reverté, 2011.

[6] P. Tunestål, "Estimation of the In-Cylinder Air/Fuel Ratio of an Internal Combustion Engine by the Use of Pressure Sensors," Department of Heat and Power Engineering, Lund university, 2001.

[7] A. I. Montero Trespalcios, E. A. Rodriguez Chacon, J. L. Chacon Velasco, and J. F. Maradey Charry, "Software Para La Simulacion De Los Ciclos Termodinamicos De Los Motores De Combustion Interna De Cuatro Tiempos 'Sicloter 1.0,'" Universidad Industrial de Santander, 2003.

[8] V. Macián Martínez, B. Tormos, P. Olmeda Gonzáles, and J. L. Chacón Velasco, "Diagnóstico de motores de combustión interna alternativos mediante el análisis de las oscilaciones del bloque," *Rev. UIS Ing.*, vol. 1, no. 2, pp. 11–15, 2002.

[9] C. A. Romero Piedrahita, *Motores de combustión interna: Fundamentos de construcción y cálculo*. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira, 2002.

[10] *Computer Model for Design of Automobile Engines*, SAE Technical Paper, 952220, 1995. doi: 10.4271/952220

[11] *Critical Engine Geometry Generation for Rapid Powertrain Concept Design Assessment*, SAE Technical paper, 981090, 1998. doi: 10.4271/981090

[12] C. Delprete, F. Pregno, and C. Rosso, "Internal Combustion Engine Design: a Practical Computational Methodology," *SAE Int. J. Engines*, vol. 2, no. 1, pp. 263–270, 2009. doi: 10.4271/2009-01-0477

[13] A. Singh, A. Deb, A. M. Mensi, and R. S. Gunti, "A Unified CAE Framework for Assessing an IC Engine Design," in *SAE 2015 World Congress & Exhibition*, 2015. doi: 10.4271/2015-01-1664

[14] MAHLE. *Heavy-duty diesel engines*. North American Availability & Specifications, MAHLE Product Portfolio, E.U., 2017.

[15] MAHLE. *Light vehicle engines*. North American Availability & Specifications, MAHLE Product Portfolio, E.U., 2017.

[16] É. Henao Castañeda, C. A. Romero Piedrahíta, and M. Monroy Jaramillo, "Ciclo Atkinson: una alternativa para mejorar la eficiencia en motores de combustión interna," *Rev. UIS Ing.*, vol. 18, no. 2, pp. 167–176, 2019.

Apéndice A

En este apéndice se presenta brevemente la fundamentación teórica bajo la cual se ha desarrollado el cálculo de la presión en el cilindro durante el proceso de combustión utilizando un modelo predictivo basado en la función de Wiebe. Una explicación más detallada de la información presentada en este apéndice puede encontrarse en las referencias [3] y [9].

Cálculo termodinámico durante el proceso de combustión. El objetivo del cálculo termodinámico es encontrar los valores de la presión y de la temperatura de los gases en el cilindro del motor para cualquier momento del proceso de combustión. El cálculo del proceso se efectúa teniendo en cuenta el ángulo de avance de la inflamación, el carácter de la combustión y la velocidad media de la inflamación. Este método de cálculo permite determinar la presión y la temperatura del cuerpo de trabajo a partir del ángulo de giro del árbol cigüeñal, la velocidad máxima de crecimiento de la presión de los gases y su trabajo en el proceso de combustión.

El coeficiente de desprendimiento del calor δ tiene en cuenta la combustión incompleta del combustible (combustión incompleta debido a la insuficiencia de aire, es decir, para $\alpha < 1$):

$$\delta = \frac{H_i - 10224 - 0,404(1 - \alpha)l_o}{H_i}$$

si $\alpha > 1$ se puede tomar $\delta = 1$.

El coeficiente de efectividad de la combustión del combustible ξ en caso de $\alpha < 1$ se calcula por la fórmula

$$\xi = \delta \psi$$

ψ - es el coeficiente de utilización de calor.

El calor específico total de combustión de combustible q_z , KJ/Kg se calcula por las fórmulas:

Para motores a gasolina:

$$q_z = \frac{\xi \cdot H_i}{(1 + \gamma_r)(\alpha \cdot L_o + 1)}$$

La presión de los gases en el proceso de combustión p_z (MPa):

$$p_2 = \frac{E_2 \Delta X_{1-2} p_1 [K_{1-2} \Psi(\varphi_1) - \Psi(\varphi_2)]}{K_{1-2} \Psi(\varphi_2) - \Psi(\varphi_1)}$$

Aquí, la constante E_2 , (MPa) $E_2 = 0,002 \frac{\varepsilon}{V_a} q_z$;

La porción de combustible, considerando la función de Wiebe, quemada en el intervalo 1-2 (ver figura A.1).

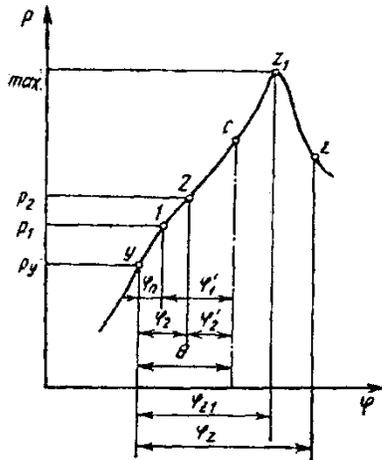


Figura A.1. Diagrama indicado, en coordenadas $p-\varphi$

$$\Delta X_{1-2} = \exp \left[-6,908 \left[\frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right]^{m+1} \right] - \exp \left[-6,908 \left[\frac{\varphi_2}{\varphi_z} \right]^{m+1} \right],$$

φ_1' , φ_2' – son los ángulos de giro del árbol cigüeñal al comienzo y al final del intervalo en cuestión, correspondientemente; φ_1 , φ_2 – ángulos de giro del árbol cigüeñal tomado desde el momento de la inflamación (avance de la chispa) hasta el comienzo y el final del intervalo en cuestión, correspondientemente; p_1 – presión en el punto inicial del intervalo en cuestión, MPa; $K_{1-2} = (k_{1-2} + 1) / (k_{1-2} - 1)$ – factor de calores específicos; $K_{1-2} = C_{p1-2} / C_{v1-2}$ – relación de los calores específicos medios de la sustancia de trabajo en el intervalo 1-2.

Para $\alpha < 1$ (mezclas aire-gasolina)

$$K_{1-2} = 1,259 + \left[76,7 - \left(13,6 - \frac{14,2}{\alpha} \right) x_{1-2} \right] \frac{1}{T_{1-2}} - \left(0,0665 - \frac{0,0245}{\alpha} \right) x_{1-2}$$

donde x_{1-2} es el valor medio de la porción de combustible quemado en el intervalo 1-2:

$$x_{1-2} = 0,5 \{ \exp [-6,908 (\varphi_2 / \varphi_{z1})^{m+1}] - \exp [-6,908 (\varphi_1 / \varphi_z)^{m+1}] \}$$

T_{1-2} – Temperatura media en el intervalo 1-2:

$$T_{1-2} = 0,5(T_1 + T_2),$$

$$T_{1-2} = \frac{T_1 + T_2}{2};$$

$$\psi(\varphi) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \varphi' + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi'} \right) \right] = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \sigma;$$

$$\sigma = \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \cos \varphi' + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi'}$$

La temperatura de los gases en el proceso de combustión se determina como

$$T_2 = \frac{T_y}{p_y \psi(\varphi_y)} \frac{p_2 \psi(\varphi_2)}{\mu_{1-2}},$$

donde μ_{1-2} es el valor medio del coeficiente de variación molecular de la mezcla de trabajo en el intervalo $\varphi_1 - \varphi_2$:

$$\mu_{1-2} = (\mu_1 + \mu_2) / 2;$$

$$\mu_1 = 1 + \frac{(\mu_{O_{max}} - 1) \left\{ 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right] \right\}}{1 + \gamma_r};$$

$\mu_{O_{max}}$ es el valor analítico del coeficiente de variación molecular de la mezcla fresca; μ_2 se determina de manera análoga. La porción de combustible quemado κ se calcula por la ecuación de combustión:

$$\kappa = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right]$$

El cálculo de los parámetros instantáneos del proceso de combustión (φ , p , T , κ , ω_θ) en el intervalo desde el comienzo de la inflamación hasta el punto z (final de la combustión) se efectúa con resolución de un grado de giro del cigüeñal, lo que permite, con buena resolución, construir los gráficos de los parámetros correspondientes en función del ángulo de giro del árbol cigüeñal considerando el ángulo de avance de la inflamación y la velocidad de combustión del combustible.