REVISTA CIENTÍFICA
CONECTIVIDAD
Instituto Superior Tecnológico Rumiñahui

Fecha de recepción: 06 / 06 / 2026
Fecha de aceptación: 21 / 10 / 2026
Fecha de publicación: 19 / 11 / 2026

Artículo Científico

Análisis e interpretación de la dinámica en el tren alternativo según el desplazamiento angular del cigüeñal

Analysis and interpretation of the dynamics in the reciprocating train according to the angular displacement of the crankshaft

Manuel Rodrigo Passo Guamangate[1], Alex Efraín Moncayo Condo[2], Kelvin Jefferson Moreta Tasinchano[3], Luis Baldemar Molina Morales[4], Edwuin Paúl Lisintuña Toapanta[5]

[1] Instituto Superior Tecnológico Ciudad de Valencia, manuelpasso@itscv.edu.ec, Quevedo - Ecuador
[2] Instituto Superior Tecnológico Ciudad de Valencia, alexmoncayo@itscv.edu.ec, Quevedo - Ecuador
[3] Instituto Superior Tecnológico Ciudad de Valencia, kelvinmoreta@itscv.edu.ec, Quevedo - Ecuador
[4] Instituto Superior Tecnológico Ciudad de Valencia, luismolina@itscv.edu.ec, Quevedo - Ecuador
[5] Instituto Superior Tecnológico Ciudad de Valencia, edwuinlisintuna@itscv.edu.ec, Quevedo - Ecuador

Autor para correspondencia: rodrigopasso1989@gmail.com

RESUMEN

El estudio analizó la dinámica del tren alternativo de un motor de gasolina de cuatro tiempos mediante un modelo matemático implementado en Microsoft Excel. Se evaluaron 73 posiciones del cigüeñal, desde 0° hasta 720° en intervalos de 10°, considerando la presión del cilindro y las fuerzas F, NE, KE, TE y ZE. Las curvas permitieron examinar la transmisión de cargas entre el pistón, la biela y el cigüeñal durante las fases de admisión, compresión, expansión y escape del motor. La presión máxima calculada fue de 3175,14 kPa a 370°. En esa posición, la plantilla registró los máximos de F (180,17 kN), KE (180,18 kN) y ZE (177,28 kN). Los máximos de NE (1446,71 N) y TE (50,58 kN) ocurrieron a 390°, lo que evidencia la influencia de la geometría del mecanismo sobre la distribución angular de las fuerzas. El análisis de Pearson mostró asociaciones casi perfectas entre F y KE y entre NE y TE, así como correlaciones fuertes entre F y ZE (r = 0,979) y entre KE y ZE (r = 0,978). Estas asociaciones responden, en parte, a las ecuaciones que vinculan las variables. Se identificó una inconsistencia dimensional en la conversión de presión y área a fuerza; por ello, las magnitudes absolutas reportadas requieren corrección antes de interpretarse físicamente. El modelo describe tendencias y posiciones críticas, pero su utilidad para evaluar esfuerzos reales exige revisar las unidades, incorporar inercia y fricción, y contrastar las curvas con mediciones experimentales de presión y par motor.

Palabras clave: Tren alternativo; Cigüeñal; Modelado matemático; Presión en cilindro; Fuerzas mecánicas.

ABSTRACT

The study analyzed the dynamics of the reciprocating assembly of a four-stroke gasoline engine using a mathematical model implemented in Microsoft Excel. Seventy-three crankshaft positions were evaluated—ranging from 0° to 720° in 10° increments—while accounting for cylinder pressure and the forces F, NE, KE, TE, and ZE. The resulting curves enabled an examination of load transmission among the piston, connecting rod, and crankshaft during the engine's intake, compression, expansion, and exhaust phases. The calculated peak pressure was 3,175.14 kPa at 370°. At this position, the model recorded maximum values for F (180,17 kN), KE (180,18 kN), and ZE (177,28 kN). Peak values for NE (1446,71 N) and TE (50,58 kN) occurred at 390°, demonstrating the influence of the mechanism's geometry on the angular distribution of forces. Pearson analysis revealed near-perfect associations between F and KE and between NE and TE, as well as strong correlations between F and ZE (r = 0.979) and between KE and ZE (r = 0.978). These associations stem, in part, from the equations linking the variables. A dimensional inconsistency was identified regarding the conversion of pressure and area into force; consequently, the reported absolute magnitudes require correction before physical interpretation. While the model describes trends and critical positions, its utility for assessing actual stresses requires a review of units, the incorporation of inertia and friction, and the validation of curves against experimental measurements of pressure and engine torque.

Keywords: Reciprocating assembly; Crankshaft; Mathematical modeling; Cylinder pressure; Mechanical forces.

Derechos de Autor

Los originales publicados en las ediciones electrónicas bajo derechos de primera publicación de la revista son del Instituto Superior Tecnológico Universitario Rumiñahui, por ello, es necesario citar la procedencia en cualquier reproducción parcial o total. Todos los contenidos de la revista electrónica se distribuyen bajo una licencia de Creative Commons Reconocimiento-NoComercial-4.0 Internacional.

Citar como:

Passo Guamangate, R., Moncayo Condo, A. E., Moreta Tasinchano, K. J., Molina Morales, L. B., & Lisintuña Toapanta, E. P. (2026). Análisis e interpretación de las fuerzas actuantes en el pistón según el desplazamiento angular del cigüeñal. *CONECTIVIDAD*, *7*(2), e518. https://doi.org/10.37431/conectividad.v7i2.518

Fecha de recepción: 06 / 06 / 2026
Fecha de aceptación: 21 / 10 / 2026
Fecha de publicación: 19 / 11 / 2026

1. INTRODUCCIÓN

Las fuerzas actuantes en el pistón dependen del desplazamiento angular del cigüeñal, lo que a su vez está relacionado con la posición del pistón en el cilindro. Durante el ciclo de funcionamiento del motor, hay varias fuerzas que actúan sobre el pistón. Estas fuerzas incluyen la presión del gas en el cilindro, la inercia del pistón y la fuerza de fricción (Ungureanu et al., 2022).

La presión del gas es una fuerza que empuja el pistón hacia abajo durante la carrera de expansión, mientras que la inercia del pistón causa aceleraciones y desaceleraciones que generan fuerzas inerciales. Por otro lado, la fricción entre el pistón y la pared del cilindro también ejerce un efecto sobre el movimiento del pistón (Almansoori et al., 2022; Tretjakovas & Juknelevičius, 2025).

El desplazamiento angular del cigüeñal afecta la magnitud y dirección de estas fuerzas, lo que a su vez influye en el comportamiento dinámico del pistón. Un análisis detallado de estas fuerzas y su interacción con el desplazamiento angular del cigüeñal es fundamental para comprender el rendimiento y la eficiencia del motor (Arunkumar et al., 2022; Pol et al., 2023).

Los estudios sobre las fuerzas que actúan sobre el pistón son de gran importancia en el diseño y funcionamiento de motores de combustión interna, compresores, bombas y otros dispositivos similares. Comprender estas fuerzas es fundamental para optimizar la eficiencia, la potencia y la durabilidad de estos sistemas. Además, permite mejorar el diseño de los componentes, minimizar el desgaste y reducir las pérdidas por fricción, lo que contribuye a un funcionamiento más eficiente y sostenible del automotor, en la Figura 1 se observa los vectores de las fuerzas en la geometría del tren alternativo (Biet & Krebs, 2022; Pham et al., 2022).

La principal problemática al realizar estudios sobre las fuerzas que actúan sobre el pistón radica en la complejidad del análisis. Estos estudios requieren modelados matemáticos avanzados, simulaciones computacionales precisas y pruebas experimentales rigurosas para obtener resultados confiables. Además, la interacción de múltiples variables como la geometría del pistón, la presión del fluido, la temperatura y la fricción, añade una capa adicional de dificultad. Por tanto, la obtención de datos precisos para comprender completamente estas fuerzas puede resultar costosa en términos de tiempo, recursos y tecnología especializada (Biet & Krebs, 2022; Perez et al., 2022).

“Por lo tanto, el estudio de estas fuerzas y su interpretación con respecto al desplazamiento

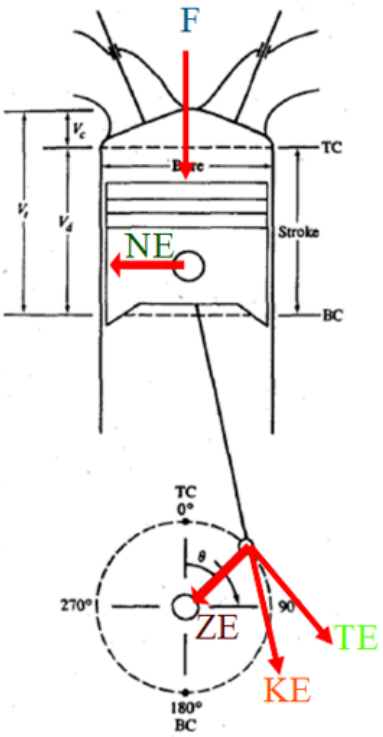
Fecha de recepción: 06 / 06 / 2026
Fecha de aceptación: 21 / 10 / 2026
Fecha de publicación: 19 / 11 / 2026

angular del cigüeñal es crucial para el diseño y la optimización de los motores de combustión interna" (Ortolani & Hall, 2022, pp. 2-3).

El mecanismo del motor alternativo es un sistema que necesita ser analizado con frecuencia debido a la escasez de recursos energéticos naturales y la creciente dependencia energética. Además, los fabricantes de motores están obligados a desarrollar motores de combustión interna al imponer estrictas regulaciones sobre emisiones. Se han llevado a cabo estudios de investigación recientes para el bajo factor de potencia-peso y un mayor rendimiento del motor y para reducir la vibración del motor mediante el uso de la dinámica que actúa en el tren alternativo (Nunes & Brojo, 2022).

El par indicado por el motor desempeña un papel importante en la industria de los motores. Las condiciones de funcionamiento del motor se controlan mediante el monitoreo del par indicado. La presión en el cilindro en los motores de combustión interna se monitorea continuamente. El par indicado por el motor muestra las condiciones de combustión del motor, como fallas de encendido, detonación y combustión rica o pobre (Huping & Shaowei, 2025; Mnati et al., 2025).

Figura 1. Diagrama de fuerzas actuantes en la geometría del tren alternativo.



Fuente: (Cakir, 2021).

Donde:

- F es la fuerza ejercida de la explosión de la mezcla aire combustible sobre la cabeza del pistón.

Fecha de recepción: 06 / 06 / 2026
Fecha de aceptación: 21 / 10 / 2026
Fecha de publicación: 19 / 11 / 2026

- NE es la fuerza ejercida por el bulón como fuerza de faldeo o fuerza tangencial.
- KE es el módulo de la fuerza del brazo de biela ejercida hacia el cigüeñal.
- ZE y TE son las fuerzas complementarias en forma de vector que actúan sobre el cigüeñal para dar como resultante la fuerza KE, la fuerza ZE actúa directamente en el radio de giro del cigüeñal.

2. MATERIALES Y MÉTODOS

La metodología para el análisis e interpretación de las fuerzas actuantes en el pistón en función del desplazamiento angular del cigüeñal puede ser abordada mediante los siguientes enfoques:

2.1. Enfoque y diseño del estudio

La investigación tuvo un enfoque cuantitativo, de alcance descriptivo y analítico. Se desarrolló mediante un modelo matemático del mecanismo biela–manivela de un motor de gasolina de cuatro tiempos. El propósito fue examinar cómo varían las fuerzas del tren alternativo con el desplazamiento angular del cigüeñal. Los resultados proceden de cálculos realizados en Microsoft Excel; por ello, corresponden a una simulación y no a mediciones directas del motor en funcionamiento.

La variable independiente fue el ángulo de giro del cigüeñal, α. Las variables de análisis fueron la fuerza sobre el pistón (F), la fuerza normal (NE), la fuerza transmitida por la biela (KE) y sus componentes tangenciales (TE) y radial (ZE) sobre el cigüeñal.

2.2. Materiales

Se utilizó una hoja de cálculo, elaborada en Microsoft Excel. El archivo contiene los parámetros geométricos y de operación del motor 4G63 DE 2000 cc, las presiones calculadas para las fases del ciclo y las series de fuerzas en función del ángulo del cigüeñal. Excel se empleó para organizar los datos, aplicar las ecuaciones, construir las curvas y calcular los coeficientes de correlación.

2.3. Efecto de la geometría en las características de combustión

En la Tabla 1 se muestra una comparación de la geometría del tren alternativo que se ejecuta en prueba del modelo matemático. Como se observa en la Tabla 1 y en el modelo matemático, la presión máxima de combustión siempre aparece después de 10° del PMS, y la liberación de calor integrada del 50% siempre aparece dentro de los 30° del PMS, valores que se encuentran dentro de un rango razonable.

Fecha de recepción: 06 / 06 / 2026
Fecha de aceptación: 21 / 10 / 2026
Fecha de publicación: 19 / 11 / 2026

Cabe mencionar que en el modelado que la presión máxima se da a los 10° como se indica en el avance al encendido.

Tabla 1. Geometría del tren alternativo analizado en el modelo matemático.

GEOMETRÍA	VALOR	UNIDADES
Diámetro pistón	8,5	cm
Carrera	8,8	cm
Relación de compresión	10	:1
Longitud de biela	150	mm
Número de cilindros	4	
Avance al encendido	10	º
RPM a ralentí	720	rpm
Temperatura inicial (To)	15,01	ºC
Altura sobre el nivel del mar	2000	msnm
Presión inicial (Po)	79,71	kPa
Radio del cigüeñal (R)	4,4	cm
Cilindrada Total (VH)	1997,42	cm3
Cilindrada Unitaria (Vh)	499,36	cm3
Volumen de cámara (Vc)	55,48	cm3
Volumen total del cilindro (Va)	554,84	cm3
Área del pistón (A)	56,75	cm2
Relación (λ)	0,029	

Para calcular las dinámicas se aplicó las ecuaciones de movimiento para calcular las fuerzas en el pistón en función del ángulo de rotación del cigüeñal, considerando la fuerza de combustión en cada ciclo y cómo esta varía con el desplazamiento angular, así como la influencia de los parámetros ambientales.

2.4. Ecuaciones utilizadas para el cálculo de parámetros

El ciclo completo se representó desde 0° hasta 720°, con incrementos de 10°, para un total de 73 posiciones angulares. Las posiciones se agruparon en admisión (0°–180°), compresión (180°–360°), expansión o trabajo (360°–540°) y escape (540°–720°). Los puntos situados en los límites de fase se incluyeron en las dos fases contiguas al efectuar el análisis separado por tiempos.

Para cada posición angular se obtuvo primero la presión modelada en el cilindro. A partir de ella y del área del pistón se calculó la fuerza axial F. Posteriormente se aplicaron las relaciones geométricas del mecanismo biela–manivela para determinar NE, KE, TE y ZE. Las relaciones consignadas en la hoja de cálculo son:

Se inicia con el cálculo del ángulo β en base al ángulo α, sin embargo, el autor Mena (2011) propone el formulario usado en este trabajo, por lo que se tiene las siguientes expresiones:

Fecha de recepción: 06 / 06 / 2026
Fecha de aceptación: 21 / 10 / 2026
Fecha de publicación: 19 / 11 / 2026

Ecuación 1. Ángulo de giro en función del radio de giro del cigüeñal y longitud de biela

$$\beta = \sin^{-1}\frac{R\sin\alpha}{L} \quad (1)$$

Donde:

R es el radio de giro del cigüeñal

L es la longitud de biela

α es el ángulo de giro del cigüeñal

Ecuación 2. Recorrido angular

$$S_\alpha = L + R - \sqrt{L^2 + R^2 - 2LR\cos(180° - \alpha - \beta)} \quad (2)$$

Ecuación 3. Volumen por desplazamiento angular

Para el volumen generado en base al giro angular del cigüeñal se utiliza:

$$V_\propto = A_p * S_\alpha \quad (3)$$

Donde:

A_p es el área del pistón

S_α es el recorrido del pistón según la posición angular del cigüeñal

Ecuación 4. Relación volumétrica

La relación volumétrica entre el volumen angular y el volumen de la cámara de combustión se da por la siguiente expresión:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{V_\alpha}{V_c} + 1 \quad (4)$$

Donde:

V_α es el volumen en base al giro angular del cigüeñal

V_c es el volumen de la cámara de combustión

Para el cálculo de las presiones generadas dentro del cilindro se usó ecuaciones en base al giro angular del cigüeñal y se plantea las siguientes expresiones:

Donde Pα es la presión modelada, Ap el área del pistón y β el ángulo asociado a la posición de la biela. Las series obtenidas permitieron observar la magnitud, dirección y cambios de signo de las fuerzas durante las cuatro fases.

Fecha de recepción: 06 / 06 / 2026
Fecha de aceptación: 21 / 10 / 2026
Fecha de publicación: 19 / 11 / 2026

Ecuación 5. Presión a 0 grados de giro del cigueñal

$$P_{0°} = P_o \tag{5}$$

Ecuación 6. Presión de 1° a 179° de giro del cigueñal

$$P_\alpha = P_o * \frac{1 - \sin \alpha}{2} \tag{6}$$

Ecuación 7. Presión para 180°

$$P_{180°} = P_o - \frac{(\mathrm{B}^2 + \epsilon) * W_{ad}^2 * \rho_o}{2000} \tag{7}$$

Donde:

$B^2 + \epsilon$ es el coeficiente de resistencia

W_{ad} es la velocidad media de movimiento de la válvula

P_0 es la densidad del aire a presión y temperatura ambiente

Ecuación 8. Presión para 181° a 359° de giro del cigueñal

$$P_\alpha = \left(\varepsilon * \frac{V_2}{V_1}\right)^{n_1} \tag{8}$$

Donde:

n_1 es la constante politrópico 1

ε es la relación de compresión

Ecuación 9. Promedio de presiones entre 350° a 370°

$$P_{360°} = Promedio\ (\sum_{350°}^{370°} P_\alpha) \tag{9}$$

Ecuación 10. Presión máxima del ciclo

$$P_{370°} = P_z = \frac{m_r * T_z * P_c}{T_c} \tag{10}$$

Donde:

m_r es coeficiente molecular

T_z es la temperatura máxima de combustión

P_c es la presión de compresión

T_c es la temperatura de compresión

Fecha de recepción: 06 / 06 / 2026
Fecha de aceptación: 21 / 10 / 2026
Fecha de publicación: 19 / 11 / 2026

Ecuación 11. Presión para 371° a 559° de giro del cigüeñal

$$P_\alpha = P_z \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{n_2} \quad (11)$$

n_2 es la constante politrópico 2

Ecuación 12. Presión para 560° a 719° de giro del cigüeñal

$$P_\alpha = \frac{P_{550°}}{log_{10}(\alpha - 540°)} \quad (12)$$

Posterior al cálculo de presiones hacemos el paso a calcular las fuerzas que actúan en el tren alternativo para el cual se tiene las siguientes expresiones:

Ecuación 13. Cálculo de la fuerza normal

$$F_\alpha = \frac{P_\alpha * A_p}{10} \quad (13)$$

Ecuación 14. Fuerza ejercida por el bulón

$$N_{E_\alpha} = F_\alpha \tan\beta \quad (14)$$

Ecuación 15. Módulo de la fuerza del brazo de biela ejercida hacia el cigüeñal

$$K_{E_\alpha} = F_\alpha \cos\beta \quad (15)$$

Ecuación 16. Fuerza complementaria en forma de vector

$$T_{E_\alpha} = F_\alpha \frac{sen(\alpha + \beta)}{cos\ \beta} \quad (16)$$

Ecuación 17. Fuerza complementaria en forma de vector

$$Z_{E_\alpha} = F_\alpha \frac{cos(\alpha + \beta)}{cos\ \beta} \quad (17)$$

Para la simulación numérica se implementó un modelo matemático que simule el movimiento del pistón y el cigüeñal, y de esta manera realizar simulaciones para diferentes condiciones de operación (carga, velocidad, giro del cigüeñal, etc.).

El análisis gráfico representa de manera gráfica las fuerzas actuantes en función del desplazamiento angular del cigüeñal. Esto puede incluir gráficos de fuerza vs. ángulo y de desplazamiento del pistón, analizando la variación de las fuerzas a lo largo del ciclo de trabajo del motor.

Para interpretar los resultados obtenidos en las gráficas y simulaciones es para entender cómo

Fecha de recepción: 06 / 06 / 2026
Fecha de aceptación: 21 / 10 / 2026
Fecha de publicación: 19 / 11 / 2026

las fuerzas afectan el rendimiento del motor, identificar puntos críticos, como el punto muerto superior e inferior, y cómo las fuerzas se distribuyen durante el ciclo para este análisis se usó una base de modelo matemático en Microsoft Excel.

2.5. Matriz de correlación del proyecto analizado

La Tabla 2 muestra el nivel de relación estadística entre las variables independientes Alfa, carrera del pistón (X) y Volumen del cilindro, respecto a las variables dependientes Presión, F, NE, KE, TE y ZE.

Tabla 2. Matriz de correlación entre las variables dependientes e independientes.

Variable	F	NE	KE	TE	ZE
F	1,000	0,297	1,000	0,299	0,979
NE	0,297	1,000	0,297	1,000	0,232
KE	1,000	0,297	1,000	0,299	0,978
TE	0,299	1,000	0,299	1,000	0,234
ZE	0,979	0,232	0,978	0,234	1,000

Se realizó un análisis comparativo utilizando como variables independientes el ángulo alfa, la carrera del pistón (x) y el volumen del cilindro. Las variables dependientes evaluadas fueron Presión, Fuerza (F), NE, KE, TE y ZE. El objetivo fue determinar la relación estadística y el comportamiento dinámico entre las variables del sistema.

Y como parte final resumir los hallazgos más relevantes del análisis para proponer mejoras en el diseño o en el funcionamiento del motor basadas en los resultados obtenidos indicados en la Tabla 3. En función a la validación comparar los resultados de la simulación con datos experimentales, si están disponibles, para validar el modelo y las conclusiones.

Se tiene los siguientes resultados en base a la correlación desarrollada:

- F–KE: r=1.000r = 1.000, correlación prácticamente perfecta.
- NE–TE: r=1.000r = 1.000, debido a su estrecha dependencia geométrica.
- F–ZE: r=0.979r = 0.979, correlación positiva muy fuerte.
- KE–ZE: r=0.978r = 0.978, correlación positiva muy fuerte.
- Las correlaciones de F con NE y TE son débiles al considerar todo el ciclo, porque las proyecciones angulares cambian de signo y se compensan entre las diferentes fases.

Fecha de recepción: 06 / 06 / 2026
Fecha de aceptación: 21 / 10 / 2026
Fecha de publicación: 19 / 11 / 2026

Tabla 3. Detalle de correlaciones entre fuerzas.

Variable 1	Variable 2	r	r^2	Dirección	Intensidad	Tipo de relación	Interpretación técnica
F	NE	0,297	0,088	Positiva	Muy débil	Dependiente del ángulo	Relación positiva muy débil en el ciclo completo. NE depende de F, pero cambia además con tan(β); los cambios de signo y de geometría reducen el coeficiente global.
F	KE	1,000	1,000	Positiva	Muy fuerte	Dependencia matemática dominante	Relación positiva prácticamente perfecta. KE es F corregida por 1/cos(β), factor cercano a la unidad; existe dependencia matemática directa.
F	TE	0,299	0,089	Positiva	Muy débil	Dependiente del ángulo	Relación positiva muy débil global. TE depende de F y de sen(α+β); la proyección tangencial cambia de signo durante el ciclo.
F	ZE	0,979	0,957	Positiva	Muy fuerte	Dependencia matemática dominante	Relación positiva muy fuerte. ZE conserva gran parte de la forma de F, aunque la proyección cos(α+β) modifica magnitud y signo según el ángulo.
NE	KE	0,297	0,088	Positiva	Muy débil	Dependiente del ángulo	Relación positiva muy débil. Ambas dependen de F y β, pero NE usa tan(β), mientras KE usa 1/cos(β).
NE	TE	1,000	1,000	Positiva	Muy fuerte	Dependencia matemática dominante	Relación positiva prácticamente perfecta. En el modelo, ambas respuestas están dominadas por la misma variación geométrica asociada a β y a la proyección tangencial.
NE	ZE	0,232	0,054	Positiva	Muy débil	Dependiente del ángulo	Relación positiva muy débil. La componente lateral y la radial responden a proyecciones geométricas distintas.
KE	TE	0,299	0,089	Positiva	Muy débil	Dependiente del ángulo	Relación positiva muy débil global. Aunque TE se deriva de KE mediante la proyección sen(α+β), el cambio angular cancela gran parte de la asociación lineal total.
KE	ZE	0,978	0,957	Positiva	Muy fuerte	Dependencia matemática dominante	Relación positiva muy fuerte. ZE es la proyección radial de KE y mantiene estrecha relación con su amplitud.
TE	ZE	0,234	0,055	Positiva	Muy débil	Dependiente del ángulo	Relación positiva muy débil global. Son componentes ortogonales; al variar el ángulo, una puede crecer mientras la otra disminuye o cambia de signo.

Fecha de recepción: 06 / 06 / 2026
Fecha de aceptación: 21 / 10 / 2026
Fecha de publicación: 19 / 11 / 2026

F–KE y NE–TE presentan correlaciones casi unitarias. Esto confirma que son magnitudes matemáticamente vinculadas por las ecuaciones del mecanismo, no mediciones independientes.

F–ZE y KE–ZE muestran asociación positiva muy fuerte en el ciclo completo, porque la fuerza radial conserva la influencia de la carga principal transmitida por el pistón y la biela.

Las correlaciones globales de F con NE o TE son muy débiles. Este resultado no significa ausencia de relación física: las proyecciones angulares cambian de signo y compensan el coeficiente al integrar 720°.

El análisis por fase es indispensable. Por ejemplo, F–NE es −0.962 en admisión, mientras cambia de signo en trabajo y escape. Un único r global oculta ese comportamiento.

Los coeficientes deben interpretarse como indicadores descriptivos del modelo. No se aplican pruebas de significancia porque los puntos son deterministas, consecutivos y no constituyen una muestra aleatoria independiente.

Para validar el modelo se recomienda comparar las curvas y máximos calculados con datos experimentales de presión en cilindro, fuerza o par. Una correlación alta entre variables derivadas no sustituye esa validación.

Esta metodología proporciona un marco estructurado para entender las dinámicas de un pistón en un motor de combustión interna, facilitando la identificación de áreas de mejora en el diseño y la operación del motor.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

El presente análisis comparativo evalúa el comportamiento de la presión y las fuerzas que actúan como variable dependiente frente a las variables independientes alfa (ángulo de giro del cigüeñal), carrera del pistón (x) y volumen del cilindro. El objetivo es determinar la relación existente entre dichas variables durante el proceso dinámico del sistema evaluado. Estos valores se muestran en la tabla 2 de la matriz de correlaciones.

Los resultados de correlación permiten identificar una relación inversa entre la presión y las variables relacionadas con el desplazamiento y expansión volumétrica del sistema. A medida que incrementa la carrera del pistón y el volumen del cilindro, la presión tiende a disminuir progresivamente.

3.1. Análisis de la curva P vs α

Etapa de expansión inicial (0° – 90°)

Fecha de recepción: 06 / 06 / 2026
Fecha de aceptación: 21 / 10 / 2026
Fecha de publicación: 19 / 11 / 2026

La presión disminuye progresivamente desde aproximadamente 79,71 kPa en α = 0° hasta un valor mínimo de 39,85 kPa en α = 90°.

Esto ocurre porque el pistón se desplaza desde el PMS hacia el PMI, aumentando el volumen del cilindro. De acuerdo con la relación inversa entre presión y volumen, el incremento del volumen provoca una reducción de la presión interna.

Etapa de compresión (90° – 360°)

A partir de α = 90°, la presión comienza a incrementarse gradualmente conforme el pistón retorna hacia el PMS.

Durante esta fase:

- El volumen del cilindro disminuye.
- La mezcla aire-combustible es comprimida.
- La presión aumenta de forma acelerada cerca del PMS.

Entre α = 300° y α = 360° se observa el crecimiento más pronunciado de la presión como se indica en la Tabla 4:

Tabla 4. Detalle del crecimiento de la presión en el ciclo de compresión.

Alfa (°)	Presión
300	473.19
310	653.31
320	913.73
330	1253.41
340	1591.40
350	1743.20
360	2459.17

Pico máximo de combustión (370°)

El valor máximo registrado es:

- Presión máxima = 3175,14 kPa
- α = 370°

Este punto corresponde al inicio de la carrera de expansión después del encendido de la mezcla combustible.

La combustión genera una liberación rápida de energía térmica, provocando un incremento abrupto de la presión dentro de la cámara de combustión.

Fecha de recepción: 06 / 06 / 2026
Fecha de aceptación: 21 / 10 / 2026
Fecha de publicación: 19 / 11 / 2026

Carrera de expansión (370° – 540°)

La Tabla 5 muestra la caída del ciclo de expansión después del pico máximo, la presión disminuye rápidamente:

Tabla 5. Caída de la presión en el ciclo de expansión de gases.

α (°)	Presión
370	3175.14
380	2334.16
390	1738.10
400	1314.80

Durante esta fase los gases de combustión empujan el pistón hacia el PMI, transformando la energía térmica en trabajo mecánico.

Etapa de escape y admisión (540° – 720°)

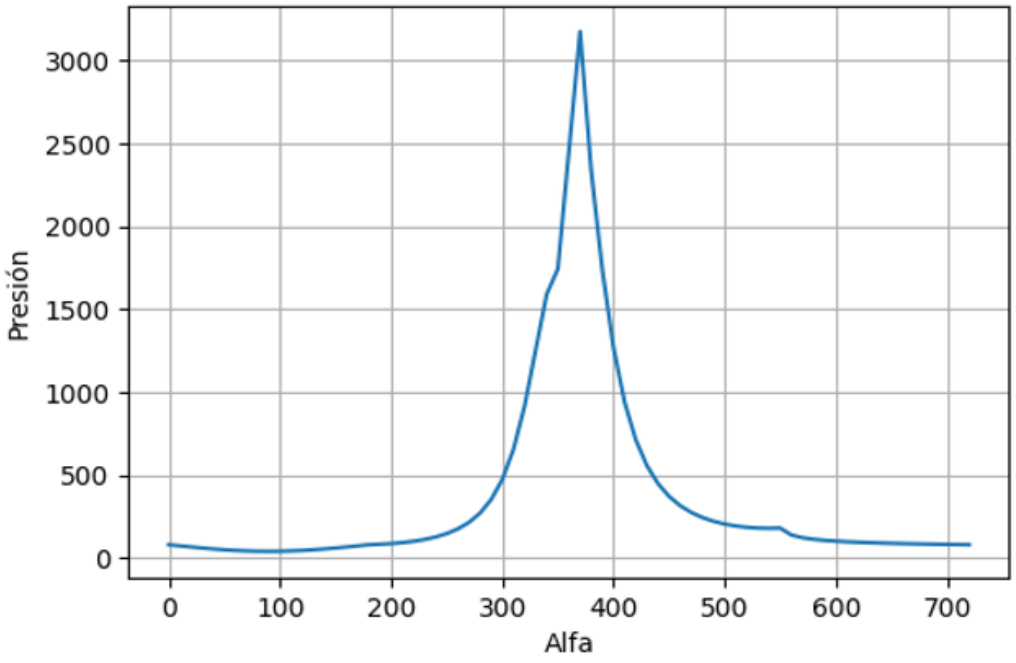
Desde aproximadamente α = 540° hasta α = 720° la presión continúa disminuyendo lentamente hasta regresar al valor inicial: Presión final ≈ 79,71 kPa

Este comportamiento indica la expulsión de gases quemados y la admisión de una nueva carga para iniciar un nuevo ciclo.

Interpretación física

La curva de la Figura 2 presenta tres características principales:

Figura 2. Comportamiento de la presión en función del ángulo de giro del cigüeñal.



Relación inversa presión-volumen

- Cuando el volumen aumenta, la presión disminuye.

Fecha de recepción: 06 / 06 / 2026
Fecha de aceptación: 21 / 10 / 2026
Fecha de publicación: 19 / 11 / 2026

- Cuando el volumen disminuye, la presión aumenta.

Pico de combustión

- Ocurre alrededor de α = 370°.
- Representa la máxima liberación de energía química.

Comportamiento cíclico

- La presión retorna prácticamente al valor inicial en α = 720°.
- Confirma que el modelo representa un ciclo completo del motor.

3.2. Análisis de las fuerzas actuantes en el segmento pistón-biela-manivela

La Tabla 6 muestra una comparativa entre la fuerza actuante en función al giro del cigüeñal y mostrando el punto crítico del sistema.

Tabla 6. Comparación del comportamiento de las fuerzas actuantes.

Variable	Comportamiento frente al ángulo de giro del cigüeñal	Punto crítico
F	Aumenta fuertemente cerca de la zona de combustión. Tiene un comportamiento similar a la presión.	Máximo: 180,173 [kN] en 370°
NE	Presenta valores negativos antes de la combustión y positivos después. Representa cambio de sentido energético.	Máximo: 1446,71 [N]en 390°
KE	Se comporta casi igual que F, con incremento brusco durante la combustión.	Máximo: 180,175 [kN] en 370°
TE	Tiene valores negativos en la compresión y positivos en la expansión.	Máximo: 50,567 [kN] en 390°
ZE	Aumenta bruscamente en la combustión y luego cae hasta valores negativos.	Máximo: 177,276 [kN] en 370°

Análisis por curva

La Figura 3 muestra una base de gráficos de las fuerzas actuantes para una geometría de 2000 cc el comportamiento de las fuerzas donde se aprecia los puntos de inflexión más notorios del sistema de ciclo de los 4 tiempos.

F vs. Alfa: La fuerza presenta un valor bajo al inicio del ciclo, disminuye hasta aproximadamente 90° y luego aumenta progresivamente. El incremento más importante ocurre entre 300° y 370°, alcanzando su valor máximo en 370°. Esto indica que la fuerza depende directamente del aumento de presión generado por la combustión.

NE vs. Alfa: La curva NE muestra un comportamiento alternante. Antes de los 360° presenta valores negativos, asociados a la etapa de compresión donde el sistema requiere energía. Después de la combustión, la variable se vuelve positiva, alcanzando su máximo en 390°, lo

Fecha de recepción: 06 / 06 / 2026
Fecha de aceptación: 21 / 10 / 2026
Fecha de publicación: 19 / 11 / 2026

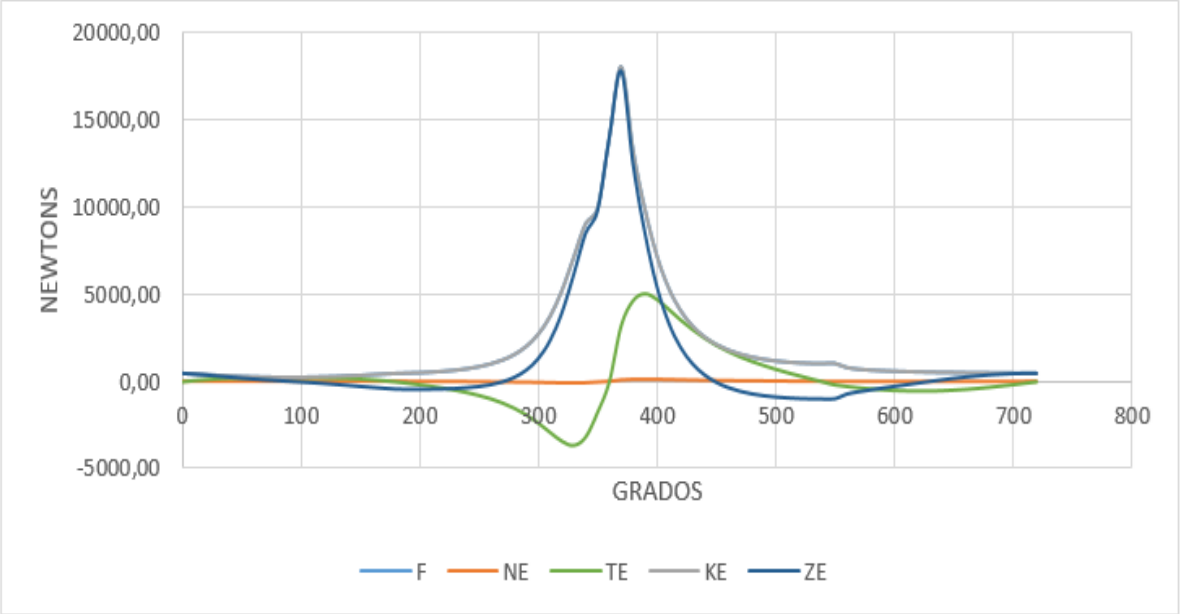
que representa la etapa útil del ciclo.

KE vs. Alfa: KE mantiene una tendencia muy similar a F. Su máximo también se alcanza en 370°, lo cual evidencia que esta variable está fuertemente relacionada con la fuerza y la presión generada dentro del cilindro.

TE vs. Alfa: TE presenta valores negativos antes del punto de combustión, especialmente cerca de 330°, donde alcanza su mínimo. Luego aumenta rápidamente hasta su máximo en 390°. Esto refleja la transición entre la energía consumida en compresión y la energía entregada durante la expansión.

ZE vs. Alfa: ZE alcanza su valor máximo en 370°, inmediatamente después del punto de combustión. Luego desciende de forma considerable y llega a valores negativos cerca de 540°, indicando pérdida o reducción del efecto energético durante el avance del ciclo.

Figura 3. Compilación de curvas características de las fuerzas actuantes en el segmento pistón-biela-manivela.



Las estadísticas básicas son información muy valiosa al diseñar un modelo, ya que pueden alertar sobre la presencia de datos erróneos. Es fundamental verificar la exactitud de las medidas estadísticas más importantes de cada variable.

4. CONCLUSIONES

El modelo matemático desarrollado en Microsoft Excel representa la presión y las fuerzas del tren alternativo en 73 posiciones, desde 0° hasta 720° de giro del cigüeñal. La presión calculada alcanzó 3175,14 kPa a 370° y descendió a 1738,10 kPa a 390°. Estos valores sitúan el pico de presión al inicio de la carrera de expansión, seguido por una disminución conforme avanza el pistón.

Fecha de recepción: 06 / 06 / 2026
Fecha de aceptación: 21 / 10 / 2026
Fecha de publicación: 19 / 11 / 2026

A 370° se registraron los máximos calculados de la fuerza sobre el pistón F = 180,17 kN, la fuerza transmitida por la biela KE = 180,18 kN y la componente radial ZE = 177,28 kN. La coincidencia de estos máximos con el pico de presión responde a las ecuaciones del modelo: F depende de la presión, mientras KE y ZE se calculan a partir de F y de la posición del mecanismo.

La fuerza normal NE alcanzó 1446,71 N a 390°. En ese mismo ángulo, la componente tangencial TE llegó a 50,57 kN, su máximo calculado. El desfase de 20° respecto al pico de presión muestra que la posición de la biela y la manivela influye en la distribución de las fuerzas. Por tanto, la máxima presión sobre el pistón coincide con la máxima componente tangencial sobre el cigüeñal.

Las correlaciones del ciclo completo fueron prácticamente unitarias para F–KE y NE–TE ($r \approx 1{,}000$), y muy fuertes para F–ZE ($r=0{,}979$) y KE–ZE ($r=0{,}978$). Estas asociaciones son coherentes con las ecuaciones que relacionan las fuerzas. En cambio, F–TE presentó una correlación global débil ($r=0{,}299$), debido a que la proyección tangencial cambia de magnitud y sentido a lo largo de los cuatro tiempos.

En conjunto, los resultados identifican el intervalo de 370° a 390° como una zona de interés para analizar la transmisión de cargas: primero aparece el máximo de presión y después el máximo de TE. El estudio permite describir ese comportamiento dentro del modelo, pero no determina la eficiencia térmica, el trabajo neto ni la durabilidad del motor, ya que esas magnitudes no fueron medidas o validadas experimentalmente.

Contribución de los Autores (CRediT): MRPG: Curación de datos, Análisis formal, Investigación, Metodología, Administración del proyecto, Redacción - borrador original, Redacción - revisión y edición. AEMC: Investigación. KJMT: Curación de datos. LBMM: Conceptualización. EPLT: Metodología.

Conflicto de Intereses: Los autores declaran que no existen conflictos de intereses en esta publicación.

Declaración de Uso de Inteligencia Artificial: Los autores declaran que utilizaron herramientas de inteligencia artificial (IA) en el artículo en la redacción del contenido para posterior parafraseo, como también en el análisis de los datos para la interpretación de los resultados. La herramienta utilizada para tal fin fue: ChatGPT.

REFERENCIAS

Almansoori, A. Q., Hajialimohammadi, A., Agha Mirsalim, S. M., & Mehrabivagha, M. (2022). Multi-objective Optimization and Sensitivity Analysis of the Parameters Affecting Sealing Performance of the Piston Rings Face through the Validated Model for the Four-stroke Bi-fuel Engine. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, *15*(5), 1345-1360. https://doi.org/10.47176/jafm.15.05.1073

Fecha de recepción: 06 / 06 / 2026
Fecha de aceptación: 21 / 10 / 2026
Fecha de publicación: 19 / 11 / 2026

Arunkumar, A., Sooriyamoorthy, A., Mishael, C., & Giri, A. (2022). A study on engine piston optimization by generative design approach. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, *1228*(1), 1-12. https://doi.org/10.1088/1757-899x/1228/1/012014

Biet, C., & Krebs, S. (2022). Determination of Optimal Piston Trajectories for High Efficiency 4-Stroke Cycles by Using Predictive Combustion Modeling. *Thermo*, *2*(4), 352-370. https://doi.org/10.3390/thermo2040024

Cakir, M. (2021). Experimental dynamic analysis of the piston assembly of a running single-cylinder diesel engine. *Journal of Marine Engineering & Technology*, *20*(4), 235-242. https://doi.org/https://doi.org/10.1080/20464177.2019.1665257

Huping, A., & Shaowei, A. (2025). Kinematic and mechanical models of internal combustion engines and their characteristics. *Proc.SPIE*, *13965*, 1050-1060. https://doi.org/10.1117/12.3092860

Mena Navarrete, L. A. (2011). *Compilador de ejercicios de motores de combustión interna Diesel-Gasolina.* Nueva Aurora.(págs. 48). Ecuador, Quito.

Mnati, H. M., Hammami, M., Ksentini, O., & Abbes, M. S. (2025). Study of Four-Stroke Engine Vibrations: Influence of Friction and Thermal Effects on Piston Speed, Displacement, and Acceleration. *Journal of Techniques*, *7*(3), 70-81. https://doi.org/10.51173/jt.v7i3.2700

Nunes, A., & Brojo, F. (2022). Experimental Study of a Novel 4 Stroke Spark Ignition Geared-Hypocycloid Engine. *ASME 2022 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, *3*. https://doi.org/10.1115/imece2022-95368

Ortolani, P., & Hall, A. (2022). Piston Concept, Design and Testing for Extreme High Efficiency Internal Combustion Engine Development. *WCX SAE World Congress Experience*, *1*, 15. https://doi.org/10.4271/2022-01-0598

Perez, A., Valdes, A., Niño, G., Tamayo, C., Roman Flores, A., & Cuan-Urquizo, E. (2022). Mass Reduction and Enhanced Geometry of a 0.196 Liters Small IC Engine Piston Through Topology Optimization Simulation and Finite Element Analysis. *Fuels & Lubricants Conference & Exhibition*, *1*. https://doi.org/10.4271/2022-01-1115

Pham, V. C., Kim, J. K., Lee, W.-J., Choe, S.-J., Le, V. V., & Choi, J.-H. (2022). Effects of Piston Bowl Geometry on Combustion and Emissions of a Four-Stroke Heavy-Duty Diesel Marine Engine. *Applied Sciences*, *12*(24), 13012. https://doi.org/10.3390/app122413012

Fecha de recepción: 06 / 06 / 2026
Fecha de aceptación: 21 / 10 / 2026
Fecha de publicación: 19 / 11 / 2026

Pol, G. J., Jadhav, A. R., Shinde, J. G., Patil, Y., & Lokapure, R. B. (2023, march 31st). Design, Development and Analysis of the Electromagnetic Engine. *National Conference on Emerging Trends in Engineering and Technology (NCETET-2023),* Kolhapur, India. https://www.researchgate.net/publication/371350854_Design_Development_and_Analysis_of_the_Electromagnetic_Engine

Tretjakovas, J., & Juknelevičius, R. (2025). The Analysis of Bending Moment in Connecting Rod Caps for Internal Combustion Engines. En O. Prentkovskis, I. Yatskiv (Jackiva), P. Skačkauskas, M. Karpenko, & M. Stosiak (Eds.), *Internactional Conference TRANSBALTICA XV: Transportation Science and Technology* (pp. 649–658). Springer Nature Switzerland. https://doi.org/10.1007/978-3-031-85390-6_60

Ungureanu, L. M., Niculae, E., & Petrescu, F. I. T. (2022). Kinematic and dynamic study of a manipulator 1T6R. *Independent Journal of Management & Production*, *13*(5), 1066-1092. https://doi.org/10.14807/ijmp.v13i5.1615