


ARTÍCULO ORIGINAL

Determinación del ciclo teórico Otto mediante fichas técnicas de motores monocilíndricos

Determination of the theoretical Otto cycle using technical data sheets of single-cylinder engines

Pariacurí, B.¹ , Olivera, M.²  y Lozada, E.³ 

RESUMEN

Los motores de combustión interna cumplen un papel muy importante en nuestra sociedad, ya que son fundamentales en el transporte y la industria, muchas de estas máquinas son monocilíndricos y de baja cilindrada. En este contexto, el presente estudio tiene como objetivo principal determinar el ciclo teórico Otto mediante fichas técnicas proporcionadas por el fabricante. La metodología combina parte cualitativa y cuantitativa, la primera evalúa de manera gráfica los ciclos teóricos y su comportamiento de cada uno, la segunda, analiza la eficiencia, presiones, volumen, temperatura y energía transferidas para cada ciclo Otto estimado. Los resultados demuestran que los cuatro motores tienen eficiencias térmicas similares (entre 58.5% y 60.2%), sin embargo, el motor XTZ 125 destaca con una eficiencia (60.2%), concluyendo que la relación de compresión, es esencial para determinar su eficiencia, y que, a mayor cilindrada, no necesariamente va a ser más eficiente el motor. Esto es corroborado con el valor del calor rechazado que en el motor XTZ 125 es 323.701 kJ/kg, siendo el mínimo en relación a los cuatro motores estudiados, teniendo éxito en convertir gran parte del calor cedido en trabajo.

Palabras clave: Ciclo Otto; motores; monocilíndricos; MCI; termodinámica.

ABSTRACT

Internal combustion engines play a very important role in our society, since they are essential in transportation and industry, many of these machines are single-cylinder and low-displacement. In this context, the main objective of this study is to determine the theoretical Otto cycle using technical sheets provided by the manufacturer. The methodology combines qualitative and quantitative parts, the first graphically evaluates the theoretical cycles and their behavior of each one, the second analyzes the efficiency, pressures, volume, temperature and energy transferred for each estimated Otto cycle. The results show that the four engines have similar thermal efficiencies (between 58.5% and 60.2%), however, the XTZ 125 engine stands out with an efficiency (60.2%), concluding that the compression ratio is essential to determine its efficiency, and that, a larger displacement, not necessarily the engine will be more efficient. This is corroborated by the value of the rejected heat which in the XTZ 125 engine is 323,701 kJ/kg, being the minimum in relation to the four engines studied, succeeding in converting a large part of the heat released into work.

Keywords: Otto cycle; engines; single-cylinder; MCI; thermodynamics.

* Autor para correspondencia

¹ Universidad Nacional de Jaén, Perú. Email: bekerpariacuri@gmail.com, olivera_aldana@unj.edu.pe

² Universidad Nacional de San Martín, Perú. Email: celozada@unsm.edu.pe

INTRODUCCIÓN

El ciclo termodinámico teórico es un esquema didáctico, donde se formula una serie de teorías básicas, que se correlacionan con el ciclo operativo teórico, para obtener mediante cálculos sencillos, parámetros de importancia básica (Erazo & Viteri, 2018). Para los ciclos ideales se asume que los procesos de compresión y potencia son adiabáticos y reversibles, y que cualquier transferencia de calor convectiva, conductiva o radiativa a la pared del cilindro durante el proceso de disipación de calor puede ignorarse; además, la pérdida de calor a través de la pared del cilindro ocurre únicamente durante la combustión y que es proporcional a la temperatura promedio tanto del fluido de trabajo como de la pared del cilindro (Hou, 2007).

El ciclo Otto de aire estándar es el ciclo idealizado para motores de combustión interna de encendido por chispa. Este ciclo se muestra en los diagramas P-V y T-s. El motor de encendido por chispa se modela con el ciclo Otto (Zohuri, 2018). Otro estudio acota que el ciclo Otto es un equilibrio entre eficiencia teórica y viabilidad práctica, predominando en motores de gasolina pese a sus limitaciones termodinámicas; además, concluye que el ciclo Otto (modelo ideal de los MECH) supera al ciclo de Carnot tanto en eficiencia como en trabajo útil por ciclo bajo (Kroetz, 2024).

Otro análisis adicional muestra los efectos de la transferencia de vibración de la pared del cilindro en el ciclo Otto. Además; deriva la relación entre el trabajo neto (o potencia) y la eficiencia. Otro punto importante, es que deriva el trabajo máximo y la eficiencia correspondiente, y sus análisis detallados de los efectos se muestran mediante cálculos numéricos. Sus resultados proporcionan una guía importante para la evaluación y mejora del rendimiento de los motores Otto (Chen et al., 1998).

También; otro autor resalta comparaciones de las relaciones de compresión, las eficiencias y el trabajo de los ciclos Otto y Diésel ideales en condiciones que producen el máximo trabajo por ciclo. Las relaciones de compresión que maximizan el trabajo del ciclo Diésel resultan siempre superiores a las del ciclo Otto en las mismas condiciones de operación, aunque las eficiencias térmicas son prácticamente idénticas. Las relaciones de compresión que maximizan el trabajo de los ciclos Otto y Diésel se comparan favorablemente con las relaciones de compresión empleadas en los motores de producción correspondientes (Klein, 1991).

En definitiva, el modelo ideal (ciclo Otto) es una herramienta muy importante para entender los principios termodinámicos debido a que revelan lo esencial, son el primer paso en un proceso secuencial que va desde la teoría hasta un motor real y pasa por modelos semi-ideales,

simulaciones avanzadas y prototipos. Por ello, nuestra investigación se centra en aplicar la termodinámica teórica a motores de encendido por chispa (MECH), utilizando fichas técnicas de vehículos comerciales disponibles en el mercado. Por tanto, la hipótesis central de esta investigación infiere si es posible solo utilizar únicamente datos de fichas técnicas para estimar con precisión aceptable el comportamiento termodinámico ideal de un MECH, sin necesidad de recurrir a datos experimentales específicos del motor. Además; nuestro objetivo principal es graficar el ciclo teórico Otto y determinar los parámetros más relevantes de este tipo de motores monocilíndricos a partir de sus DataSheet.

MATERIALES Y MÉTODOS

Esta sección se enfocó en describir teóricamente lo que implica un ciclo Otto ideal, que parámetros son necesarios para poder simularlo de manera teórica. A continuación, se presenta un diagrama que explica y desglosa el desarrollo de esta investigación.

Figura 1

Diagrama de flujo



Nota. El diagrama muestra la secuencia metodológica empleada para la obtención y análisis de resultados termodinámicos, desde la recopilación de datos hasta la formulación de conclusiones. *Elaboración propia.*

Análisis aire-estándar

Según Moran y Shapiro (2018) muestra puntos importantes para el análisis del ciclo teórico Otto:

- El fluido de trabajo es una cantidad fija de aire considerado gas ideal.
- Los procesos de combustión son reemplazados por la absorción de calor de una fuente externa.
- No existen procesos de admisión y escape como en un motor real. El ciclo se completa con un proceso de cesión de calor a volumen constante mientras el pistón está en el punto muerto inferior.
- Todos los procesos son internamente reversibles.

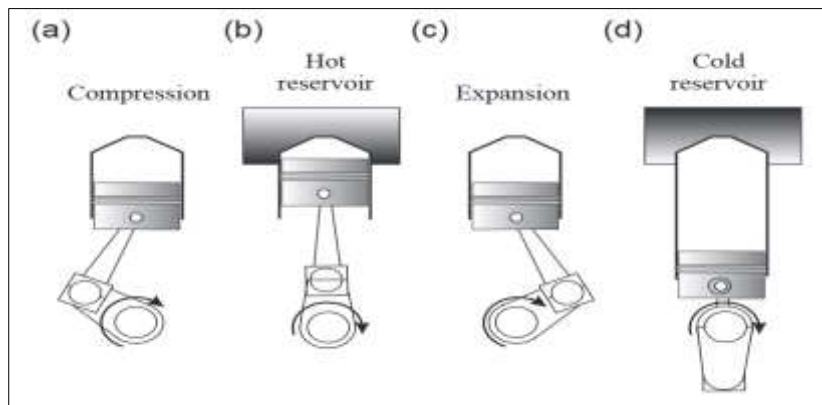
- El calor específico se considera constante y con un valor igual a su valor a temperatura ambiente.

Ciclo Termodinámico Otto

Moran et al., (2015) describen el ciclo Otto mediante cuatro procesos característicos:

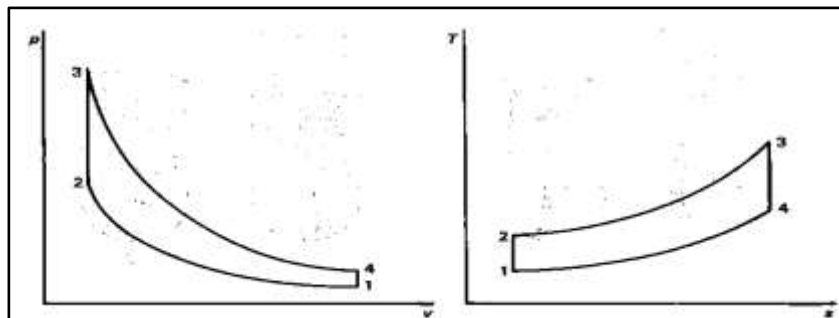
- *Proceso 1-2* es una compresión isoentrópica del aire, cuando el pistón se desplaza desde el punto muerto inferior (PMI) hasta el punto muerto superior (PMS).
- *Proceso 2-3* el aire absorbe calor a volumen constante, desde una fuente externa, mientras el pistón está en el punto muerto superior (PMS). Este proceso representa la ignición de la mezcla aire-combustible y la combustión rápida.
- *Proceso 3-4* es una expansión isoentrópica (carrera de trabajo).
- *Proceso 4-1* a volumen constante, en el cual el aire cede calor mientras el pistón está en el punto muerto inferior.

Figura 2
Ciclo Otto Aire-Estándar.



Nota: Tomado de *Advanced Thermodynamics for Engineers* (p. 46) por Winterbone y Turan (2015), Ed. Elsevier Inc.

Figura 3
Diagrama de un ciclo Otto de presión-volumen y temperatura-entropía



Nota: Tomado de *Termodinámica* (p. 334), por Manrique, J. (2001), Ed. Alfaomega.

Ecuaciones de Aire-Estándar

[1-2] Proceso Isoentrópico

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (1)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = r^{k-1} \quad (2)$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k \quad (3)$$

[2-3] Proceso Isócoro o Isovolumétrico

$$\frac{p_2}{T_2} = \frac{p_3}{T_3} \quad (4)$$

[3-4] Proceso Isoentrópico

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (5)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = \frac{1}{r^{k-1}} \quad (6)$$

$$\frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^k = \frac{1}{r^k} \quad (7)$$

[4-1] Proceso Isócoro o Isovolumétrico

$$\frac{p_4}{T_4} = \frac{p_1}{T_1} \quad (8)$$

Donde:

"k" es la relación de calores específicos, $k = \frac{c_p}{c_v}$

" c_p " es el calor específico a presión constante, $1.0031 \frac{kJ}{kg.K}$

" c_v " es el calor específico a volumen constante, $0.7165 \frac{kJ}{kg.K}$

"r" es la relación de compresión y $V_3 = V_2$ y $V_4 = V_1$, $r = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$

Determinación de T_3

En un ciclo Otto ideal, no hay pérdidas irreversibles. Sin embargo, en un ciclo Otto real, la irreversibilidad de la transferencia de calor entre el fluido de trabajo y la pared del cilindro es considerable. Suponemos que la pérdida de calor a través de la pared del cilindro es proporcional a la temperatura promedio tanto del fluido de trabajo como de la pared del cilindro, y que la

temperatura de la pared es constante. El calor añadido al fluido de trabajo por combustión por unidad de masa de fluido de trabajo se expresa en la siguiente expresión lineal (Chen et al., 1998; Hou, 2007; Klein, 1991). Donde “ α ” y “ β ” son dos constantes relacionadas con la transferencia de calor y la combustión.

$$T_3 = \frac{[\alpha + (c_v - \beta)T_2]}{(c_v + \beta)} \quad (9)$$

La relación entre el trabajo neto (o potencia) y la eficiencia es una función de “ α ”, “ β ” y “ T_1 ”. Los rangos típicos de los tres parámetros son “ α ” = 2500-4500 kJ/kg, “ β ” = 0.3-1.8 kJ/(kg.K) y T_1 = 300-370 K. El rango de temperatura correspondiente a T_3 es de 1500-3000 K.

Expresiones para energías transferidas

Con el objeto de realizar un análisis termodinámico sencillo, el ciclo Otto estándar de aire implica varias simplificaciones y suposiciones; el medio de trabajo no cambia de composición química y permanece dentro del sistema, la adición de calor a volumen constante se realiza de forma equivalente a la combustión de la mezcla aire-combustible, los procesos de compresión y expansión son isoentrópicos y los calores específicos ideales son constantes (Manrique, 2001).

El ciclo Otto de *Aire-Estándar* consta de dos procesos en los que hay trabajo pero no transferencia de calor (**Procesos 1-2 y 3-4**) y dos procesos en los que hay calor transferido pero no trabajo (**Procesos 2-3 y 4-1**) (Manrique, 2001; Moran et al., 2015; Moran & Shapiro, 2018).

Las siguientes ecuaciones muestran el trabajo y la transferencia de calor:

$$\frac{W_{12}}{m} = u_2 - u_1 \quad (10)$$

$$\frac{W_{34}}{m} = u_3 - u_4 \quad (11)$$

$$\frac{Q_{23}}{m} = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2) \quad (12)$$

$$\frac{Q_{41}}{m} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1); < 0 \quad (13)$$

Donde:

“ u ” Energía interna (kJ/kg) → Este dato se extrae de la “Tabla A-22” (Moran & Shapiro, 2018).

“ c_v ” es el calor específico a volumen constante, $0.7165 \frac{kJ}{kg.K}$

“ T ” temperatura, K.

Eficiencia del ciclo Otto

Para el ciclo Otto el rendimiento térmico crece cuando la relación de compresión aumenta; además, el aumento del rendimiento térmico cuando crece la relación de compresión se manifiesta en las expresiones desarrolladas para un sistema de aire-estándar (Moran et al., 2015).

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (14)$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{(k-1)}} \quad (15)$$

Selección y datos extraídos fichas técnicas de motores Monocilíndricos

Para la selección de los motores se ha tomado en cuenta la popularidad de estos vehículos en la zona nororiente del Perú, específicamente en la provincia de Jaén, donde predominan vehículos hindúes y japoneses, debido a que son motores robustos y fuertes, ideales para soportar las características geográficas agrestes donde se desempeñan estos vehículos.

También, se recopila la información técnica de motores monocilíndricos, incluyendo parámetros como tipo de motor, cilindrada, peso, relación de compresión. Los datos provienen de fichas técnicas oficiales de fabricantes, garantizando precisión y confiabilidad para su uso en comparativas, estudios de eficiencia o aplicaciones en ingeniería.

Tabla 1
Motor Apache RTR 180

Datos de Ficha Técnica Apache - RTR - 180 - Race Edition		
Tipo	4	Tiempos
Cilindrada (V_D)	177.4	cm ³
Peso	139.0	Kg
Relación de compresión "r"	9.5	

Fuente: Extraído de la Ficha Técnica Apache RTR 180, Bajaj (2023).

Tabla 2
Motor CG 150 Titán – Honda.

Datos de Ficha Técnica CG 150 Titán – Honda		
Tipo	4	Tiempos
Cilindrada (V_D)	149.2	cm ³
Peso seco del motor	27.7	Kg
Relación de compresión "r"	9.5	

Fuente: Extraído del Manual de Taller CG 150 Titán, Honda (2004).

Tabla 3
Motor CGL 125 - Honda.

Datos de Ficha Técnica CGL 125 – Honda		
Tipo	4	Tiempos
Cilindrada (V_D)	124.1	cm ³
Peso seco del motor	29.8	Kg
Relación de compresión "r"	9.0	

Fuente: Extraído del Manual de Taller CGL 125, Honda (2001).

Tabla 4
Motor XTZ Yamaha 125

Datos de Ficha Técnica XTZ - Yamaha 125		
Tipo	4	Tiempos
Cilindrada (V_D)	124.0	cm ³
Peso	118.0	Kg
Relación de compresión "r"	10.0	

Fuente: Extraído de la Ficha Técnica XTZ 125, Yamaha (2025).

RESULTADOS

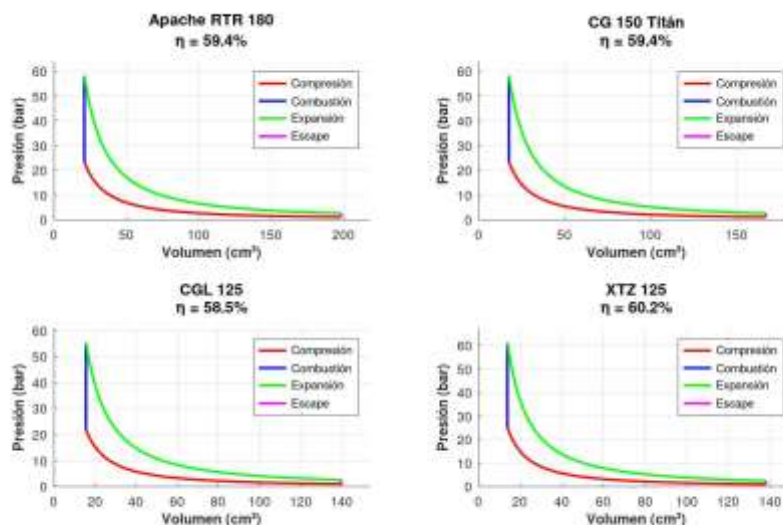
Análisis gráfico

Los resultados muestran que los cuatro motores tienen eficiencias térmicas similares (entre 58.5% y 60.2%), lo que significa que convierten aproximadamente el 60% de la energía del combustible en movimiento útil, mientras que el 40% restante se pierde como calor. El motor más eficiente es el XTZ-125 (60.2%) gracias a su mayor relación de compresión (10), que comprime más la mezcla de aire y combustible, generando mayor presión y aprovechando mejor la energía. En cambio, el CGL 125 (58.5%) tiene la menor eficiencia al comprimir menos la mezcla (relación 9), lo que reduce su rendimiento.

Las curvas de los diagramas P-V reflejan este comportamiento: a mayor compresión, más altas son las líneas de presión (como la XTZ 125), lo que indica un mejor aprovechamiento de la energía. Aunque las diferencias son mínimas (1-2%), esto da como resultado un menor consumo de combustible y más potencia. En resumen, la eficiencia depende de qué tan bien el motor comprime la mezcla antes de quemarla, y estos resultados ayudan a entender por qué algunos motores son más eficientes que otros.

Figura 4

Análisis Gráfico de motores Monocilíndricos.



Nota: Este gráfico evidencia de manera didáctica los diagramas P-V; además, fue realizado con *GNU Octave*, versión 9.3.0.

Análisis Numérico

Para el presente análisis, se emplean las principales constantes termodinámicas que se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 5

Constantes asumidas para el análisis termodinámico.

Constantes	Valores	Intervalos	Unidades
k	1.4	-	-
α	3500	[2500-4500]	kJ/kg
c_v	0.7165	-	kJ/(kg.K)
β	1.05	[0.3-1.8]	kJ/(kg.K)
P_1	1.00	-	Bar
T_1	300	-	K

Nota: Esta tabla muestra “ α ” y “ β ” son promedios de los intervalos según Chen et al. (1998)

Procedimiento de cálculo

Se va a tomar en cuenta las características técnicas del motor Apache 180 y seguidamente se muestran Tablas 6 y 7 hechas en el programa *Microsoft Office Excel Profesional Plus 2016*, donde utilizando las fórmulas matemáticas presentadas en el apartado anterior, se realiza el cálculo correspondiente.

Teniendo en cuenta lo siguiente:

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_D + V_c}{V_c} \quad (16)$$

Sí.

$$V_1 = V_{max}$$

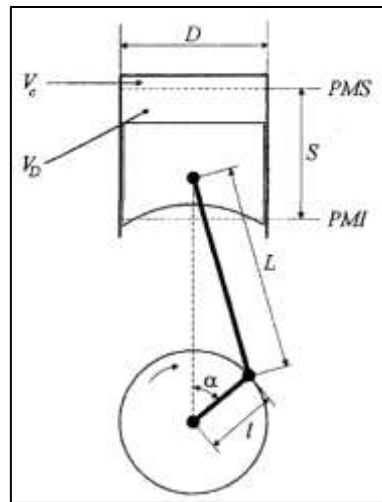
$$V_2 = V_{min} = V_c$$

$$V_D = \text{Cilindrada}$$

Cálculo del volumen inicial “V₁”, teniendo en cuenta el siguiente gráfico.

Figura 5

Esquema de un motor alternativo.



Nota: Tomado de Motores de combustión interna alternativos (p. 47) por Payri y Desantes (2011), Ed. Reverte.

$$V_{max} = V_D + V_c \quad (17)$$

$$V_1 = V_D + V_2 \quad (18)$$

$$V_D = V_1 - \frac{V_1}{r} \quad (19)$$

$$V_D = V_1 \left(1 - \frac{1}{r}\right) \quad (20)$$

$$V_1 = \frac{V_D}{\left(1 - \frac{1}{r}\right)} = \frac{V_D * r}{r - 1} \quad (21)$$

$$V_1 = \frac{V_D * r}{r - 1} = \frac{177.4 * 9.5}{9.5 - 1} = 198.271 \text{ cm}^3$$

Punto “2”

$$r = \frac{V_1}{V_2} \rightarrow V_2 = \frac{V_1}{r} \rightarrow V_2 = \frac{198.271}{9.5} = 20.871 \text{ cm}^3$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k \rightarrow p_2 = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k \rightarrow p_2 = p_1(r)^k \rightarrow p_2 = 1 * (9.5)^{1.4} = 23.378 \text{ bar}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} \rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} \rightarrow T_2 = T_1(r)^{k-1} \rightarrow T_2 = 300(9.5)^{1.4-1} = 738.262 \text{ K}$$

Punto “3”

$$T_3 = \frac{[\alpha + (c_v - \beta)T_2]}{(c_v + \beta)} = \frac{[3500 + (0.7165 - 1.05) * 738.262]}{(0.7165 + 1.05)} = 1841.941 \text{ K}$$

$$\frac{p_2}{T_2} = \frac{p_3}{T_3} \rightarrow p_3 = T_3 \left(\frac{p_2}{T_2}\right) \rightarrow p_3 = 1841.941 \left(\frac{23.378}{738.262}\right) = 58.328 \text{ bar}$$

$$V_3 = V_2 = 20.871 \text{ cm}^3$$

Punto “4”

$$\frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^k \rightarrow p_4 = \frac{p_3}{r^k} \rightarrow p_4 = \frac{58.328}{(9.5)^{1.4}} = 2.495 \text{ bar}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} \rightarrow T_4 = \frac{T_3}{r^{k-1}} \rightarrow T_4 = \frac{1841.941}{(9.5)^{1.4-1}} = 748.491 \text{ K}$$

$$V_4 = V_1 = 198.271$$

Seguidamente evaluamos las energías transferidas, según tablas de Energía interna "u" (kJ/kg) → Este dato se extrae de la “Tabla A-22” de Moran y Shapiro (2018).

$$\frac{W_{12}}{m} = u_2 - u_1 = 542.637 - 214.070 = 328.567 \frac{kJ}{kg}$$

$$\frac{W_{34}}{m} = u_3 - u_4 = 1527.211 - 550.787 = 976.424 \frac{kJ}{kg}$$

$$\frac{Q_{23}}{m} = u_3 - u_2 = 1527.211 - 542.637 = 984.574 \frac{kJ}{kg}$$

$$\frac{Q_{41}}{m} = u_4 - u_1 = 550.787 - 214.070 = 336.717 \frac{kJ}{kg}$$

Finalmente, la eficiencia térmica “ η ” se calcula con la siguiente formulas:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} = 1 - \frac{1}{(9.5)^{(1.4-1)}} = 59.4 \%$$

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{300}{738.262} = 59.4 \%$$

La eficiencia térmica “ η ”

Los motores *Apache 180* y *CG 150* Titán comparten la misma eficiencia (59.4%), debido a su idéntica relación de compresión (9.5). El motor *CGL 125* tiene la menor eficiencia (58.5%), coherente con su menor relación de compresión (9:1), también; el motor *XTZ 125* destaca con la mayor eficiencia (60.2%), gracias a su mayor compresión (10).

Presiones y Temperaturas

Picos de presión:

El motor *XTZ 125* alcanza la presión máxima más alta (61.3 bar en P_3), seguido por el *Apache/CG 150* (58.3 bar). Esto explica su mejor rendimiento: a mayor compresión, mayor presión de combustión y aprovechamiento de energía.

Temperaturas:

Todos los motores superan los 1800 K durante la combustión (T_3), pero el motor *XTZ 125* mantiene mejor relación presión-temperatura.

Volúmenes y Expansión

Los motores con mayor cilindrada (*Apache*: 177.4 cm^3 , *CG 150*: 149.2 cm^3) tienen volúmenes iniciales (V_1) mayores, pero esto no afecta directamente a la eficiencia. La clave está en la relación de compresión: el motor XTZ 125 reduce más su volumen durante la compresión ($V_2 = 13.78 \text{ cm}^3$ vs. $\sim 17 \text{ cm}^3$ en otros), generando mayor presión.

Tabla 6

Puntos principales del ciclo Otto.

Resultados Motor Apache 180						
	Volumen (cm^3)		Temperatura (K)		Presión (bar)	$\eta = 59.4\%$
1	$V_1 = 198.27$	1	$T_1 = 300$	1	$P_1 = 1$	
2	$V_2 = 20.871$	2	$T_2 = 738.26$	2	$P_2 = 23.378$	
3	$V_3 = 20.871$	3	$T_3 = 1841.94$	3	$P_3 = 58.328$	
4	$V_4 = 198.27$	4	$T_4 = 748.49$	4	$P_4 = 2.495$	
Resultados Motor CG 150 Titan						
	Volumen (cm^3)		Temperatura (K)		Presión (bar)	$\eta = 59.4\%$
V_1	166.753	1	$T_1 = 300$	P_1	1	
V_2	17.553	2	$T_2 = 738.26$	P_2	23.378	
V_3	17.553	3	$T_3 = 1841.94$	P_3	58.328	
V_4	166.753	4	$T_4 = 748.49$	P_4	2.495	
Resultados Motor CGL 125						
	Volumen (cm^3)		Temperatura (K)		Presión (bar)	$\eta = 8.5\%$
1	$V_1 = 139.613$	T_1	300	P_1	1	
2	$V_2 = 15.13$	T_2	722.47	P_2	21.67	
3	$V_3 = 15.13$	T_3	1844.92	P_3	55.34	
4	$V_4 = 139.613$	T_4	766.09	P_4	2.554	
Resultados Motor XTZ 125						
	Volumen (cm^3)		Temperatura (K)		Presión (bar)	$\eta = 60.2\%$
V_1	13.778	1	300	P_1	1	
V_2	13.778	2	753.57	P_2	25.1	
V_3	13.778	3	1839.05	P_3	61.3	
V_4	13.778	4	732.14	P_4	2.44	

Nota: Los puntos son resultado de fórmulas termodinámicas presentadas.

Energías Transferidas

El siguiente cuadro presenta las energías transferidas (trabajo y calor) por unidad de masa (kJ/kg) para cuatro motores de 4 tiempos (4T) diferentes: Apache 180 - RTR, CG 150 Titán - Honda, CGL 125 - Honda y XTZ 125 - Yamaha. Estos valores corresponden a las etapas del ciclo termodinámico que sigue el motor bajo el ciclo Otto.

Tabla 7

Energías transferidas para los motores estudiados.

Energía transferidas Apache 180 – RTR							
		ΔT		Δu		Resultado	Unidades
Trabajo							
W_1	738.2	300	542.6	214.0	328.56	kJ/kg	
	62		37	70	7		
W_3	1841.	748.	1527.	550.7	976.42	kJ/kg	
	941	49	211	87	4		
Transferencia de calor							
Q_{23}	1841.	738.	1527.	542.6	984.57	kJ/kg	
	941	262	211	37	4		
Q_{41}	748.4	300	550.7	214.0	336.71	kJ/kg	
	91		87	70	7		
Energía transferidas CG 150 Titán – Honda							
		ΔT		Δu		Resultado	Unidades
Trabajo							
W_1	738.2	300	542.6	214.0	328.56	kJ/kg	
	62		37	70	7		
W_3	1841.	748.	1527.	550.7	976.42	kJ/kg	
	941	491	211	87	4		
Transferencia de calor							
Q_{23}	1841.	738.	1527.	542.6	984.57	kJ/kg	
	941	262	211	37	4		
Q_{41}	748.4	300	550.7	214.0	336.71	kJ/kg	
	91		87	70	7		
Energías transferidas CGL 125 – Honda							
		ΔT		Δu		Resultado	Unidades
Trabajo							
W_1	722.4	300	530.0	214.0	316.02	kJ/kg	
	67		99	70	9		
W_3	1844.	766.	1530.	564.9	965.13	kJ/kg	
	923	093	054	19	5		
Transferencia de calor							
Q_{23}	1844.	722.	1530.	530.0	999.95	kJ/kg	
	923	467	054	99	5		
Q_{41}	766.0	300	564.9	214.0	350.84	kJ/kg	
	93		190	700	90		

Energías transferidas XTZ 125 – Yamaha							
		ΔT		Δu		Result ado	Unida des
<i>Trabajo</i>							
$\frac{2}{m}$	W_1	753.5	300	554.8	214.0	340.78	kJ/kg
		66		53	70	3	
$\frac{4}{m}$	W_3	1839.	732.	1524.	537.7	986.68	kJ/kg
		052	140	454	71	3	
<i>Transferencia de calor</i>							
$\frac{1}{m}$	Q_{23}	1839.	753.	1524.	554.8	969.60	kJ/kg
		052	566	454	53	1	
$\frac{1}{m}$	Q_{41}	732.1	300	537.7	214.0	323.70	kJ/kg
		40		71	70	1	

Nota: Los puntos son resultado de fórmulas de energías transferidas.

La tabla muestra resultados teóricamente analizados, donde las diferencias entre Δu muestran el desempeño termodinámico de cada motor. También, se muestra que el motor Apache 180 (mayor cilindrada) tiene una transferencia de energía ($Q_{23}/m = 984.574$ kJ/kg) y destaca la XTZ 125 su eficiencia con un menor calor rechazado ($Q_{41}/m = 323.701$ kJ/kg). Cabe resaltar, que inyectar mayor calor, no significa que tenga un mejor rendimiento. El Apache 180 debería ser más potente, pero los datos no reflejan ventajas frente a los 125cc. Podría deberse a ajustes en parámetros como relación de compresión o sistemas de enfriamiento. En cambio; el motor CGL 125 y la CG 150 logra mayor Q_{23}/m , pero su alto Q_{41}/m sugiere ineficiencias en la conversión de calor a trabajo.

DISCUSIÓN

En esta investigación evidencia que la relación de compresión es un parámetro importante en los motores de combustión interna, en este caso la Yamaha XTZ 125, tuvo una mayor eficiencia, a pesar de que es un motor de baja cilindrada, además, su calor rechazado es mínimo, en comparación con la Apache 180, que, a pesar de contar con una cilindrada superior, su rendimiento es menor y su calor rechazado es mayor. Si una máquina cuenta con un mayor calor rechazo evidencia que ha tenido ineficiencias al momento de convertir el calor cedido en trabajo. En tal sentido Chicurel (1991) menciona que la compresión es una etapa muy importante, que está ligado a la relación de compresión, en esa investigación la compresión se realiza en una unidad compresora separada de la unidad de expansión, ofreciendo una reducción significativa en el consumo de combustible. En comparación, con nuestros resultados se evidencia que, a mayor relación de compresión, mejora la eficiencia del motor.

Otro aspecto resaltante, es que esta investigación se enfocó en analizar de manera teórica el comportamiento de estos motores a través de sus fichas técnicas, con fines didácticos. Además,

se emplearon las fórmulas para un ciclo Otto de aire estándar. Según Ge et al. (2005), los resultados teóricos obtenidos pueden servir de guía para el diseño de motores de combustión interna de forma práctica.

CONCLUSIONES

Se concluyó que los ciclos termodinámicos Otto de aire estándar, se pueden graficar a través de las fichas técnicas de fabricante y asumiendo algunas constantes debidamente fundamentadas.

También se afirma que la relación de compresión del motor Otto, es esencial para determinar su eficiencia por eso se priorizan para su uso urbano por su agilidad y ligereza, un claro ejemplo es la XTZ 125 y la Apache 180 populares en la región nororiental del Perú.

Finalmente, se aprecia que la eficiencia de un motor es buena, cuando el calor rechazado es mínimo, en este estudio la XTZ solo rechazó (323.701 kJ/kg), demostrando que aprovechó en mayor medida el calor inyectado en la cámara de combustión, transformándolo en trabajo.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Bajaj. (2023). *APACHE-RTR-180-Race* Edition. <https://tvsp Peru.com/wp-content/uploads/2023/02/APACHE-RTR-180-RE.pdf>
- Chen, L., Wu, Ch., Sun, F., & Cao, Sh. (1998). Heat transfer effects on the net work output and efficiency characteristics for an air-standard Otto cycle. *Energy Conversion and Management*, 39(7), 643-648. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(97\)10003-6](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(97)10003-6)
- Chicurel, R. (1991). A modified Otto cycle engine for fuel economy. *Applied Energy*, 38(2), 105-116. [https://doi.org/10.1016/0306-2619\(91\)90069-A](https://doi.org/10.1016/0306-2619(91)90069-A)
- Erazo, D., & Viteri, A. (2018). *Análisis termodinámico de los parámetros indicados de un motor de ciclo Otto aspiración natural con sistema de inyección electrónica en función de la altitud sobre el nivel del mar* [Escuela Politécnica Nacional]. <https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/19868>
- Ge, Y., Chen, L., Sun, F., & Wu, C. (2005). Thermodynamic simulation of performance of an Otto cycle with heat transfer and variable specific heats of working fluid. *International Journal of Thermal Sciences*, 44(5), 506-511. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2004.10.001>
- Honda. (2001). *MANUAL TALLER CGL125 1/2/3WH*. Departamento de Publicaciones de Servicio.

- Honda. (2004). *MANUAL DE TALLER CG150 TITAN KS/ES/ESD*. Departamento de Servicios de Posventa.
- Hou, S. (2007). Comparison of performances of air standard Atkinson and Otto cycles with heat transfer considerations. *Energy Conversion and Management*, 48(5), 1683-1690. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.11.001>
- Klein, S. A. (1991). An Explanation for Observed Compression Ratios in Internal Combustion Engines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 113(4), 511-513. <https://doi.org/10.1115/1.2906270>
- Kroetz, T. (2024). Revisiting and comparing the Carnot Cycle and the Otto Cycle. *Revista Brasileira de Ensino de Física*, 46, e20230318. <https://doi.org/10.1590/1806-9126-RBEF-2023-0318>
- Manrique, J. (2001). *Termodinámica* (3.^a ed.). Alfaomega. <https://www.amazon.com/-/es/Termodin%C3%A1mica-Jos%C3%A9-Manrique/dp/9706136339>
- Moran, M., & Shapiro, H. (2018). *Fundamentos de Termodinámica Técnica* (J. Turégano, Trad.; 2.^a ed.). Reverté.
- Moran, M., Shapiro, H., Boettner, D., & Bailey, M. (2015). *Principles of Engineering Thermodynamics* (8.^a ed.). John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd.
- Payri, F., & Desantes, J. M. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. Reverte.
- Winterbone, D., & Turan, A. (2015). *Advanced Thermodynamics for Engineers* (1.^a ed.). Elsevier Inc.
- Yamaha. (2025). *XTZ125 Yamaha / Moto todo terreno / Yamaha Motor*. <https://www.yamaha-motor.com.pe/xtz125/product/6000004>
- Zohuri, B. (2018). *Physics of Cryogenics: An Ultralow Temperature Phenomenon*. Elsevier Inc. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-814519-7.00013-6>