



## ING. AUTOMOTRIZ

**Trabajo integración Curricular previa a la  
obtención del título de Ingeniero en Automotriz.**

**AUTORES:**

Renato Nicolás Avilés Cedeño  
Rafael Rodrigo Hernández Yáñez

**Director:**

Gorky Guillermo Campaña Reyes.

Análisis de eficiencia de un tratamiento químico y aditivos  
aplicado a un motor de combustión interna.



## CERTIFICACIÓN

Nosotros, **Renato Nicolás Avilés Cedeño**, **Rafael Rodrigo Hernández Yáñez**, declaramos bajo juramento, que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido presentado anteriormente para ningún grado o calificación profesional y que se ha consultado la bibliografía detallada.

Cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual a la Universidad Internacional del Ecuador, para que sea publicado y divulgado en internet, según lo establecido en la Ley de propiedad Intelectual, reglamento y leyes.



**Renato Nicolás Avilés Cedeño**



**Rafael Rodrigo Hernández Yáñez**

Yo, **Gorky Guillermo Reyes Campaña**, certifico que conozco al autor del presente trabajo siendo el responsable exclusivo tanto de su originalidad y autenticidad, como de su contenido.



Firma profesor

## **Dedicatoria**

**Renato Nicolás Avilés Cedeño.**

Quiero dedicar este Artículo Científico a Dios, mi familia y amigos que han estado en cada paso de mi vida y son un pilar de fortaleza, trabajo y rectitud.

También quiero dedicar este trabajo a la Universidad por haberme brindado conocimiento y herramientas para lograr cumplir mi sueño de estar en el ámbito automotriz.

Para finalizar me dedico este artículo científico para que sirva como reconocimiento de lo que puedo alcanzar con dedicación, trabajo y esfuerzo siendo una de las mejores enseñanzas que me ha dejado este periodo estudiantil.

**Rafael Rodrigo Hernández Yánez.**

Dedico este artículo científico a mi familia principalmente a mis padres quienes fueron el pilar fundamental para poder terminar mi carrera los cuales día a día dieron su mejor esfuerzo para educarme y permitirme ser un profesional. También a mi hermano quien día a día supo aconsejarme y guiarme para poder tomar las mejores decisiones y finalmente a mis abuelos quienes siempre creyeron en mí y fueron mi apoyo fundamental durante toda mi carrera de estudio enseñándome ética y moral.

## **Agradecimiento**

### **Renato Nicolas Avilés Cedeño.**

Agradezco a Dios por haberme dado salud y fortaleza para finalizar mis estudios. También, agradezco a mis familiares por haber estado conmigo en toda esta trayectoria brindado su apoyo incondicional.

Por otro lado, quiero agradecer a mis amigos que han seguido toda mi trayectoria estudiantil y han estado en los momentos más importantes, siendo un apoyo muy importante para lograr esta meta.

Por último, pero no menos importante, quiero agradecer a la universidad y a todos los docentes que me han brindado su conocimiento y dedicación, con un especial agradecimiento a mi tutor de este artículo que me ha dado su apoyo incondicional en el trayecto de la carrera y de este trabajo.

### **Rafael Rodrigo Hernández Yánez**

Primera mente agradezco a dios por haberme permitido culminar una etapa más en mi vida. Agradezco también a las personas que de una u otra manera han sido claves en nuestra vida profesional y por extensión en la personal.

Mi agradecimiento también va dirigido a la universidad internacional del ecuador por abrirme las puertas y permitir que estudie la carrera que amo. Así como a los diferentes docentes que brindaron su conocimiento.

Por ultimo y no menos importante agradezco a nuestro tutor de tesis el Ing. Gorky Reyes por habernos brindado su pronta respuesta, amabilidad y seguimiento, durante todo el proceso de investigación.

## Tabla de contenido

Certificación .....	¡Error! Marcador no definido.
Dedicatoria .....	vi
Agradecimiento .....	viii
Resumen .....	1
Abstract .....	2
Introducción .....	3
Fundamento Teórico. ....	5
MCI .....	5
Primera Ley termodinámica. ....	5
Segunda ley de la termodinámica.....	6
Temperatura. ....	6
Rozamiento Seco.....	6
Aditivos. ....	6
Ecuaciones.....	7
Fuerza de fricción dinámica. ....	7
Coeficiente de fricción dinámico. ....	8
Formula de F estadístico .....	8
Coeficiente de correlación.....	8
Materiales Y Método.....	8
Metodología .....	9
Materiales Utilizados.....	9
Aceite para motor (AC).....	9
Tratamiento químico (TR1). ....	10
Aditivo 1 (AD1). ....	10
Aditivo 2 (AD2). ....	11

Maquina generadora de fricción.....	11
Normativas. ....	11
(ASTM D 6984) con un motor GM 151S .....	11
ASTM G99-95a (2000) .....	11
Normativa API SJ.....	12
Normativa API SL.....	12
Normativa API SM.....	12
Resultados y Discusión .....	12
Datos de Entrada .....	12
Resultados Individuales.....	13
Comparativa De Resultados. ....	15
Coeficiente de correlación.....	15
Conclusiones .....	15
Bibliografía .....	17
ANEXOS.....	19
ANEXOS INTRODUCCION.....	20
Anexo 1. Mihara, Y. (2017). Research Trend of Friction Loss Reduction in Internal Combustion Engines. ....	20
Anexo 2 Carlos José Santillán Mariño, J. M. (2019). EVALUACIÓN DEL COEFICIENTE DE FRICCIÓN Y CARGA DE GRIPADO. ....	50
Anexo 3. Jose Taha-Tijerina, F. C.-P.-G. (2018). Nanoparticles of Zn and ZnO as extreme pressure (EP) additives for lubricants. ....	65
Anexo 4. Los conceptos de calor, trabajo, energía y teorema de Carnot en textos universitarios de termodinámica.....	78
Anexo 5. Fennell, G. C. (1993). Probador de lubricantes Falex .....	95

Anexo 6. Primera ley de la termodinámica Carlos Adrián Jiménez Carballo..	99
ANEXO MATERIALES Y METODOS. ....	109
Anexo 7. Imagen 1 .....	109
Anexo 8. Imagen 2 .....	110
Anexo 9. Imagen 3 .....	110
Anexo 10. Imagen 4 .....	111

# **Análisis de eficiencia de un tratamiento químico y aditivos aplicado a un motor de combustión interna.**

**Renato Nicolás Avilés Cedeño / Rafael Rodrigo Hernández Yáñez**

## **Resumen**

En la presente investigación Se realizó un estudio entre un tratamiento químico y aditivos para analizar cuál de estos factores y proporciones genera un menor coeficiente de fricción ( $\mu$ ) entre las piezas mecánicas de un motor a combustión interna y observar cuál de estos elementos a estudiar produce un mejor rendimiento del vehículo. Se realizó una investigación cuantitativa, comparativa, teórica y de campo tomando los datos de tres diferentes componentes químicos antifricción, se usó un equipo de fricción calibrado bajo normas API. Se analizó tres puntos en común los cuales son F y F crítico que generaran la confirmación de la investigación, la varianza para obtener una muestra de la magnitud del tratamiento químico y la correlación entre las variables obtenidas, donde el tratamiento químico genera una brecha considerable sobre los aditivos. Por consiguiente, es más efectivo el tratamiento químico. Tiene una mejor resistencia a la temperatura en comparación con los aditivos del 45.95%. Consecuentemente, en la fase de fuerza se obtuvo un resultado de 62.53% en relación con la fuerza aplicada de los demás aditivos y la fricción producida del tratamiento químico es de 62.50% mayor al aditivo siendo directamente proporcional a la fuerza aplicada, lo que genera un margen de error de  $\pm 0.03$  %, ya que los datos fueron tomados en el LAB y comprobados, para reducir al máximo el margen de error.

### **Palabras clave:**

**Tratamiento químico, aditivo, fricción, temperatura.**

## **Abstract**

In the present investigation, a study was carried out between a chemical treatment and additives to analyze which of these factors and proportions generate a lower  $\mu$  between the mechanical parts of an internal combustion engine and observe which of these elements to study produce a better vehicle performance. A quantitative, comparative, theoretical and field investigation was carried out taking the data of three different anti-friction chemical components, a friction equipment calibrated under ASTM standards was used. Three points in common were analyzed, which are F and critical F that generated the confirmation of the investigation, the variance to obtain a sample of the magnitude of the chemical treatment and the connection between the variables obtained, where the chemical treatment generates a considerable gap on the additives. Therefore, chemical treatment is more effective. It has better temperature resistance compared to 45.95% additives. Consequently, in the force phase, a result of 62.53% was obtained in relation to the applied force of the other additives and the friction produced by the chemical treatment is 62.50% greater than the additive, being directly proportional to the applied force, which generates a margin of error of  $\pm 0.03\%$ , since the data were taken in the LAB and verified, to reduce the margin of error to the maximum.

### **Key Words**

**Chemical treatment, additive, friction, temperature.**

## Introducción

El presente artículo surge en el problema de desgaste por la fricción generada en las piezas de un motor a combustión interna, se realizó un análisis para la reducción de fricción que genera un tratamiento químico y los aditivos, comparando y analizando los diferentes resultados para proponer una solución. De acuerdo con el funcionamiento de un motor a combustión que transforma la energía química en energía mecánica, se requiere de varios componentes para realizar este trabajo, generando altas temperaturas y fricción entre las piezas de este. Un estudio de la universidad tecnológica de Pereira dice que” a lo largo del tiempo la ciencia ha estudiado la interacción entre superficies, la mayoría de los estudios realizados han llegado a concluir que el rozamiento depende de muchos factores, los cuales involucran entre otras las condiciones ambientales, el estado superficial, la humedad relativa, la magnitud de la fuerza normal, la dirección de movimiento, etc.” (WILSON PEREZ CASTRO, 2010) Asimismo, este factor de fricción que se genera afecta a cualquier maquinaria o vehículo a nivel mundial produciendo altas temperaturas y desgaste que influye en la productividad y vida útil. Gracias a esto se ha intentado reducir al máximo la fricción con lubricantes, pero existen aditivos y tratamientos químicos que ayudan aún más a reducir el coeficiente de fricción en las piezas, donde se priorizó en realizar un estudio comparativo para analizar cual da mejores prestaciones en reducción de fricción. Se realizó un estudio comparativo, cuantitativo y de LAB, entre la unión tratamiento químico y aditivos para de este modo analizar cuál de estos factores y proporciones genera un menor coeficiente de fricción entre las piezas mecánicas de un motor a combustión interna y observar cuál de estos elementos a estudiar produce un mejor rendimiento del vehículo. Este análisis se realizará con un tratamiento químico (TR1) y dos aditivos antifricción (AD1, AD2), donde serán probados en una máquina que principalmente nos permitirá medir el coeficiente de fricción entre dos componentes metálicos uno de acero con aleación de aluminio y el segundo de acero poniendo a prueba cada uno de los elementos a estudiar y obtener una tabla de datos y gráficos de curvas. Un estudio de la universidad Cesar vallejo nos menciona que “los métodos de engrase de los motores de cuatro ciclos en particular y los sistemas hidráulicos, mecánicos en general son esenciales para maximizar la vida útil económica de estos distintos elementos” (Pasache, 2020) . Al no colocar estos componentes químicos en el motor se tendría un coeficiente de fricción muy elevado desgastando las piezas

mecánicas prematuramente. En otro estudio, Carlos Santillán menciona que “El coeficiente de fricción es un factor que influye considerablemente en los diferentes tipos de fallo y por ende su alta incidencia en la eficiencia de pares de contacto” (Carlos José Santillán Mariño, 2019). Dando a entender que a menor coeficiente de fricción se obtiene un mejor rendimiento y por un menor daño entre las piezas que se encuentran en rozamiento. También Yuji Mihara de la Universidad de la ciudad de Tokio menciona que “Se han desarrollado varias tecnologías para reducir la pérdida de energía de escape, la pérdida de calor y la pérdida por fricción, que son los principales problemas con los motores de combustión interna” (Mihara, 2017), donde mientras más fricción se genere, habría una mayor temperatura dentro del motor a combustión interna y por esta razón se intenta disminuir ambos lo máximo posible usando tratamientos químicos y aditivos antifricción. Por otro lado, el Journal of applied and tecnología menciona que “Los fluidos provenientes de los metales reducen la fricción y el desgaste entre los componentes bajo condiciones de presión extrema, además de servir como medio de enfriamiento” (Jose Taha-Tijerina, 2018). Analizando la afirmación, dentro de un motor a combustión interna se manejan presiones altas del fluido reduciendo la fricción y el desgaste de los materiales y un aspecto también muy importante es la reducción de la temperatura. Según otro estudio Hal Université des Antilles “La reducción de la fricción y el desgaste consiste en introducir entre las superficies de fricción un lubricante (sólido, líquido o gas), cuyo principal objetivo es evitar el contacto directo entre las superficies (P. Thomas, 2017)”. Donde claramente es necesario tener algún componente químico que forme esta pared laminar entre los mecanismos ya que sin ella la fricción sería alta y las piezas tendrían una vida útil corta. Igualmente, Afaifia Abdelhafid de la Universidad du 8 mai 1945 menciona que “La presencia de aditivos que mejoran la viscosidad (polímeros) de los aceites lubricantes reduciendo la fricción (ABDELHAFID, 2019)”. Esto quiere decir que gracias a los aditivos se genera una pared laminar más gruesa entre las piezas reduciendo considerablemente la fricción producida. Para finalizar se realizó una investigación cuantitativa, cualitativa, teórica y una investigación de campo tomando los datos de tres diferentes componentes químicos antifricción, donde primero, en una máquina que particularmente genera fricción (Falex) entre dos piezas metálicas de acero con aluminio, probando cada uno de los componentes unidos en proporciones iguales.

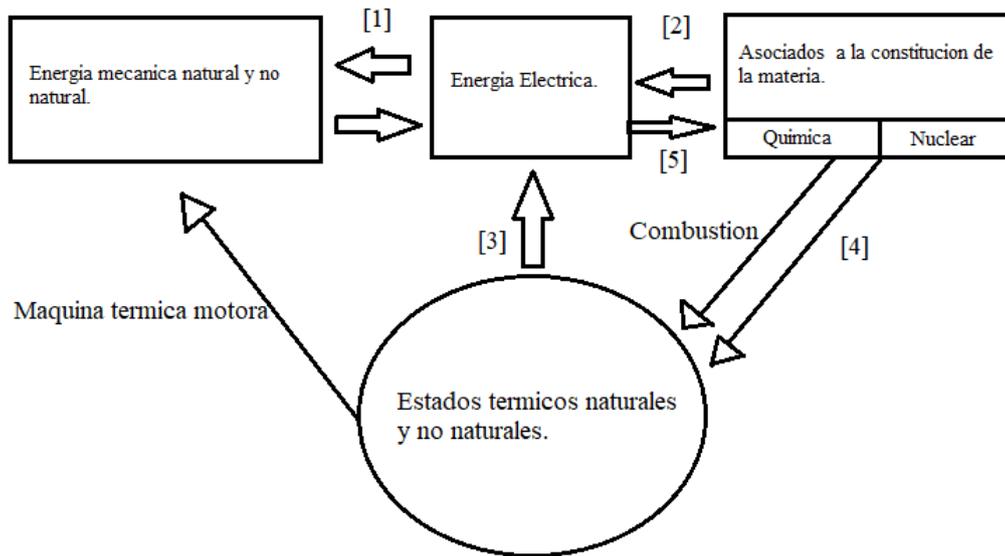
## Fundamento Teórico.

### MCI.

El motor de combustión interna se desarrolla con una evolución de la máquina de vapor. En este motor el trabajo se obtiene por la combustión interna de una mezcla de aire y combustible, a diferencia de la máquina de vapor, que aprovecha la presión del vapor de agua que se produce por una combustión externa (Acebes, 2017). Para definir el motor térmico es preciso referirse a la forma de obtención del estado térmico del fluido, llegando a la siguiente definición: motor térmico es el conjunto de elementos mecánicos, que a través de energía mecánica a partir del estado térmico obtenido por un proceso de combustión tradicional o por una reacción nuclear (Ángel Jesús Callejón Ferre, 2020).

**Figura 1.**

*Funcionamiento del motor térmico.*



- [1] Interconversión mecánica-eléctrica.
- [2] Célula de combustible, acumulador, pila.
- [3] Generador MHD, Efecto fotovoltaico, termoiónico.
- [4] Reactor nuclear.
- [5] Electrólisis.

*Nota.* Representa la base de funcionamiento de un MCI. Tomado de Callejón, 2020.

### Primera Ley termodinámica.

La primera ley de la termodinámica establece una relación entre la energía interna del sistema y la energía que intercambia con el entorno en forma de calor o trabajo” (Mejia, 2016).

### **Segunda ley de la termodinámica.**

Comúnmente conocida como la Ley de la Entropía en Aumento. Mientras que la cantidad permanece igual (Primera Ley), la calidad de la materia/energía se deteriora gradualmente con el tiempo (Mejia, 2016)

### **Temperatura.**

Del latín temperatura, la temperatura es una magnitud física que refleja la cantidad de calor, ya sea de un cuerpo, de un objeto o del ambiente. Dicha magnitud está vinculada a la noción de frío (menor temperatura) y caliente (mayor temperatura). (Mejia, 2016)

### **Rozamiento Seco.**

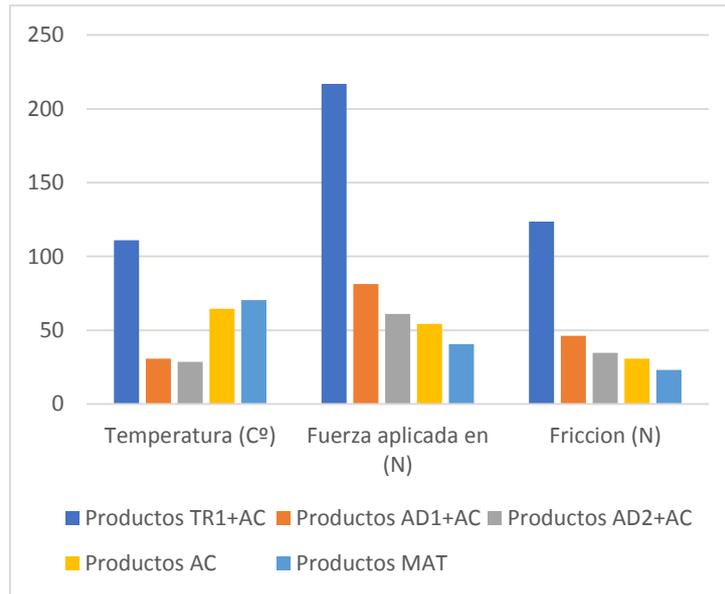
Este se presenta cuando las superficies no lubricadas de dos sólidos en contacto se deslizan una con respecto a la otra o están a punto de deslizarse. Se desarrolla entonces una fuerza de rozamiento tangente a las superficies de contacto, tanto durante el tiempo que transcurre hasta el movimiento inminente como cuando ya tiene lugar el deslizamiento. El sentido de esa fuerza es siempre opuesto al del movimiento o al del movimiento inminente. El rozamiento seco se conoce también como rozamiento de Coulomb (James L. Meriam, 2019).

### **Aditivos.**

Los aditivos o dopantes se utilizan para mejorar a la carta alguna o variar de las propiedades de los aceites hidráulicos. Hay aditivos para todo, aunque se suelen seleccionar para aumentar la estabilidad, reducir el desgaste, evitar corrosión o la formación de lodos. La cantidad máxima de aditivos que puede añadirse depende del tipo de aceite, pero no es conveniente que supere el 20% del volumen total. Hay que tener en cuenta que los aditivos son muy ávidos de humedad, pierden sus propiedades con el uso y, al envejecer, también pueden separarse del aceite y precipitar. (Jiménez, 2019)

**Figura 2.**

*Productos*



*Nota.* El grafico representa los resultados de la prueba LAB, respecto a temperatura, fuerza aplicada y fricción. Tomado de Autor, 2022.

## **Ecuaciones**

### ***Fuerza de fricción dinámica.***

La fuerza de fricción dinámica actuara siempre en la misma dirección, pero en sentido contrario al movimiento, es decir, en sentido contrario a la velocidad, provocando una aceleración negativa y consecuentemente un frenad. Una vez iniciado el movimiento la fuerza de fricción dinámica se mantiene constante, independientemente de que la magnitud de la velocidad sea grande o pequeña. Es directamente proporcional a la magnitud de la normar entre las superficies, por lo que puede escribirse: (Pérez Montiel, 2018)

$$F_d = \mu_d * N \quad (1)$$

$F_d$  = Magnitud de la fuerza dinámica N.

N = magnitud de la fuerza normal entre las superficies debido al peso en newtons (N).

$\mu_d$  = coeficiente de fricción dinámico, sin unidades. (Pérez Montiel, 2018)

### ***Coefficiente de fricción dinámico.***

El coeficiente de fricción dinámico es la relación entre la magnitud de la fuerza de fricción dinámica y la magnitud de la fuerza normal que tiende a mantener unidas dos superficies. Es adimensional (Pérez Montiel, 2018).

$$\mu_d = \frac{F_d}{N} \quad (2)$$

$F_d$ =Magnitud de la fuerza dinámica (N).

$N$ = magnitud de la fuerza normal entre las superficies debido al peso en newtons (N).

$\mu_d$  = coeficiente de fricción dinámico, sin unidades. (Pérez Montiel, 2018).

### ***Formula de F estadístico***

$$F = \frac{\frac{SCR}{k}}{\frac{SCE}{n-k-1}} \quad (3)$$

SCR=Suma de cuadrados de la regresión.

SCE= Suma de cuadrados de los residuos.

$N$ = Número total de observaciones en la muestra.

$K$ =Grados de libertad. (Pérez Montiel, 2018).

El estadístico F es una prueba que se utiliza para evaluar la capacidad explicativa que tiene un grupo de variables independientes sobre la variación de la variable dependiente. Esta prueba es de uso común en inferencia estadística para realizar contrastes de hipótesis. (P., 2018).

### ***Coefficiente de correlación***

$$r = \frac{\sum[(x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})]}{\sqrt{\sum(x_i - \bar{x})^2 * \sum(y_i - \bar{y})^2}} \quad (4)$$

$r$  =Coeficiente de correlación

$X_{i=}$ Coeficiente de correlación

$\bar{x}$  = Media de los valores de la variable X

$Y_i$ =Valores de la variable y en una muestra

$\bar{y}$ =Media de los valores de la variable y (Mark L. Berenson, 2006).

## **Materiales Y Método.**

## Metodología

Se realizó una investigación cuantitativa, cualitativa, teórica y de LAB tomando los datos de tres diferentes componentes químicos antifricción, donde se realizó en una máquina que específicamente genera fricción (Falex) entre dos piezas metálicas, donde existe un rodillo de acero cementado giratorio y un cilindro del mismo material, que al momento de colocar los componentes antifricción en contacto con estos materiales, se ejerce una fuerza medida en lb/pie hasta que el rodillo se detenga por la fuerza aplicada. Consecuentemente, cada prueba tenía una duración de tres minutos y medición constante de la temperatura en el rodillo con un termómetro laser a una temperatura inicial de  $26,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Probando la unión de cada uno de los componentes y analizar cual proporciona un mejor rendimiento de resistencia a la fuerza, reducción de fricción, temperatura y desgaste.

*(Para una mejor comprensión revisar anexos de materiales y métodos pag.108)*

## Materiales Utilizados

*Aceite para motor (AC).*

**Figura 3.**

*Características (AC)*

Gravedad de viscosidad SAE	5W-30	10W-30	15W-40	20W-50
Clasificación API	SL	SL/CI-4	SL/CI-4	SL/CI-4
Gravedad API a $60^{\circ}\text{F}$	31.0	28.1	28.0	27.0
Viscosidad cSt a $40^{\circ}\text{C}$	60.0	79.5	113.0	157.0
Viscosidad cSt a $100^{\circ}\text{C}$	10.2	11.69	15.0	18.0
Índice de viscosidad	160	140	140	127
Viscosidad CCS CP ( $^{\circ}\text{C}$ )	6170(-30)	6750(-25)	6650(-15)	4200(-10)
HT/HS (ASTM D-4683)	3.3	3.4	4.22	5.0
Punto de Inflamación	$204^{\circ}\text{C}(400^{\circ}\text{f})$	$221^{\circ}\text{C}(430^{\circ}\text{F})$	$221^{\circ}\text{C}(430^{\circ}\text{f})$	$227^{\circ}\text{C}(440^{\circ}\text{F})$

Punto de fluidez (Máx.)	-37°C(-35°F)	-33°C(-27°F)	-29°C(-20°F)	-26°C(-15°F)
Prueba de filtro (GM EOFS)	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa
Prueba de Espuma (ASTM D-892)	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa
Cenizas sulfatadas % peso	.90%	1.40%	1.40%	1.40%
Calcio, p%	.195	.295	.295	.295
Fósforo, p%	0.070	.1167	.1167	.1167
Zinc, p%	.083	.127	.135	.135
TBN (ASTM D- 2896)	8	11	11	11

*Nota.* Representa las características de los tipos de aceite según su densidad. Tomado de Widman, 2022.

Es un aceite de máxima ejecución diseñado para satisfacer y excede los últimos requerimientos de garantía de vehículos de fábrica. Formulado especialmente para satisfacer las demandas de motores de gasolina pequeños de desplazamiento RPM los cuales se encuentran hoy en los vehículos asiáticos, europeos y americanos. (Fennell, 1993). Siendo un aceite sintético que ayuda a la reducción de fricción.

Por lo cual la decisión de tomar el tipo de AC de esta viscosidad es el motivo que la muestra de vehículos que accedan a este tratamiento es de 100mil KM en adelante por el deterioro interno de las piezas del vehículo y así tener una mejor eficiencia el momento de aplicar el producto TR1.

#### ***Tratamiento químico (TR1).***

Es un tratamiento antifricción de 3ra generación. Lo hace compatible con cualquier lubricante de la clasificación API (Prueba de laboratorio secuencia IIIF). (Motorkote, 2020). De este modo analizar la fricción que puede resistir.

#### ***Aditivo 1 (AD1).***

Forma una resistente película microscópica entre los metales para reducir al máximo el desgaste ocasionado por la fricción durante 80.000 Km. y/o 2500 horas de trabajo. (simonizauto, 2019).

### ***Aditivo 2 (AD2).***

Es un aditivo que va en conjunto con el aceite del motor reduciendo la fricción entre las piezas para que este no tenga un mayor desgaste protegiendo y preservando los nuevos y antiguos vehículos. (maxcarsumegacentro, 2021).

### ***Maquina generadora de fricción.***

La máquina está diseñada para poder ejercer una carga medida sobre una rodela y así poder probar diferentes tipos de lubricantes y sus propiedades tribológicas, generando una comparación de resistencia a la fricción y deformación. (Fennell, 1993).

### **Normativas.**

Sin embargo, todos los componentes químicos a estudiar cumplen la Norma API categoría SL (Total Blog España, 2016), de protección del motor y una mayor duración del lubricante. Por otro lado, también cumplen con el reglamento de seguridad CE nº 1907/2006 (miteco.gob.es, 2011), que tiene como objetivo principal mejorar la protección para la salud humana y el medio ambiente frente al riesgo que puede conllevar la fabricación, comercialización y uso de las sustancias y mezclas químicas.

### ***(ASTM D 6984) con un motor GM 151S***

Procedimiento de prueba para evaluar los aditivos de tratamiento de aceite de motor para aplicaciones Otto y diésel según la secuencia IIIF. Reglamentada por la Ordenanza ANP nº 131, del 30.7.1999 y derogada por la Resolución ANP nº 10, del 03.07.2007, donde se exige la prueba de desempeño del referido aditivo luego de la Prueba de banco de motor ASTM Sequence IIIF. La prueba PB/IMI-1109S3FGM151-2 establece un procedimiento para evaluar los aceites para motores de combustión interna, así como los aditivos frente a condiciones especiales de rendimiento, particularmente operando a alta temperatura según el procedimiento ASTM D 6984-09 Sequence IIIF. Esta prueba mide el espesamiento del aceite, la formación de lodos y barnices en los componentes del motor, los depósitos en los pistones, el consumo de aceite y el desgaste del árbol de levas. (SAE International, 2013).

### ***ASTM G99-95a (2000)***

Este método de prueba describe un procedimiento de laboratorio para determinar el desgaste de los materiales durante el deslizamiento utilizando un aparato pin-on-disk. Los materiales se prueban en pares en condiciones nominalmente no abrasivas. Se describen las principales

áreas de atención experimental en el uso de este tipo de aparatos para medir el desgaste.

También se puede determinar el coeficiente de fricción. (ASTM, 2017).

#### ***Normativa API SJ***

Motores de gasolina 1996. Mismas exigencias que para el servicio SH (incluido el sistema de licencia y certificación), junto a una mejor protección contra la oxidación del aceite a alta temperatura y el envenenamiento del catalizador. El “donut” API que figura en el bidón certifica el nivel SJ. A partir del 01/08/97, el nivel SJ sustituye oficialmente al nivel SH. (API, 2020).

#### ***Normativa API SL***

Motor de gasolina 2001. Nuevos ensayos de desgaste (Seq IVa), de detergencia (TEOST MHT4), oxidación (Seq III f, equivalente a Seq III e) y de depósitos a baja temperatura (Seq V g) para una mejor protección del motor y una mayor duración del lubricante. Reemplaza a API SJ. (API, 2020).

#### ***Normativa API SM***

Motor gasolina 2004. Prestaciones generales mejoradas para alargar los cambios de aceite. Ensayo TEOST severizado, nuevo ensayo de oxidación (Seq IIIG, equivalente a 2 Seq IIIF). Límites químicos para los grados fluidos con ILSAC GF-4. (API, 2020).

## **Resultados y Discusión**

### **Datos de Entrada**

En las siguientes tablas se aprecia los resultados, cabe recalcar que se obtuvieron mediante una prueba de LAB, por ende son valores reales los cuales sirven para los respectivos datos como demostracion y confirmacion del resultado final con el tratamiento quimico. En las tablas observamos las variables que son la temperatura en grados  $C^0$ , la fuerza aplicada en la maquina falex en lb/p transformado en Newtons, finalmente a traves de los datos obtenidos con las ecuaciones la friccion y como adicional se observa las dos constantes momento de friccion y el sistema de velocidad continua que ayudan para la interpretacion de las mismas.

**Tabla 1***Tabla de variables y productos.*

Variables	TR1+Ac	AD1+AC	AD2+AC	AC.MAT	MAT
Temperatura (C°)	111	30.7	28.7	64.5	70.5
Fuerza aplicada en (N)	217	81.349	61.011	54.232	70.5
Friccion	123.650	46.368	34.776	30.912	23.184

*Nota.* Datos resultantes de la prueba de LAB. Fuente. Autor, 2020.

### **Resultados Individuales.**

A continuación, se observa la tabla de análisis de varianza de un factor la cual permite apreciar el resultado de suma, promedio, varianza.

**Tabla 2***Análisis de varianza de un factor.*

Grupos	Cuenta	Suma	Promedio	Varianza
Tratamiento 1	3	451.581	150.527	3347.106
Adictivo1	3	158.418	52.806	672.409
Adictivo2	3	124.488	41.496	294.876
Oíl 20/50	3	149.645	49.881	296.225
Acero	3	134.359	44.786	572.370

*Nota.* Representa la medida de influencia respecto a las tres variables. Autor,2022.

Para la comprensión del porqué de las tablas 1 y tabla 2. Se obtuvieron valores significativos para el artículo como es la suma donde se ve una gran variación de resultados y confirma la magnanimidad del primer producto (TR1), por ende, el resultado del promedio se verá reflejado en la varianza, pero se observa que da un salto de 158 a 451 respecto al promedio se aprecia que de igual manera genera un salto para la investigación es un punto favorable ya que permite confirmar datos reales.

En la tabla 2 se aprecia la misma diferencia, pero con un dato extra que es el valor de F y el valor de F crítico estos dos valores permiten ver la parte significativa de la variable

dependiente, los grados de libertad permiten confirmar la cantidad de variables que son fiables para el artículo y como dentro de los pocos valores se tiene un resultado de 14 valores fiables en total, la suma de cuadros se enfoca en la anterioridad o en los errores que entonces como definición F tiene que ser mayor al F crítico porque si F crítico es mayor los datos de la investigación son erróneos por lo tanto se tiene un valor de 6 en F y un valor de F crítico de 5 si estos valores estarían en otra posición no se confirmaría la investigación, pero si esta de la forma correcta la investigación está confirmada y se puede decir que es aceptable y que los datos obtenidos son fiables.

Para complementar la información de la tabla 2 adicional se realiza el análisis de la varianza.

**Tabla 3.**

*Análisis de varianza.*

Origen	Suma de	Grados	Promedio	F	probabilidad	Valor
Variaciones	cuadros	de	de			crítico
		libertad	cuadros			para F
Entre	25833,439	4	6458,359	6,230	0,008	5,994
grupos						
Dentro de	10365,975	10	1036,597			
los grupos						
Total	36199,414	14				

*Nota.* Representa la probabilidad de error en los datos. Autor ,2022.

La Tabla 3 muestra de una forma más amigable los resultados de las tablas de variables lo que permite dar a conocer la manera más fácil para interpretar la mismas con una gran diferencia entre el TR1 y los otros tratamientos como son AD1 y el AD2 los dos últimos son el valor de AC y por último MT ya que para tener una base se realizó una prueba con la máquina Falex sin ningún tratamiento ni tampoco algún lubricante este caso fue acero contra acero lo que generó una gran cantidad de temperatura y una poca fuerza los valores que son recién recogidos por la prueba de campo da un resultado de 2 a 1 por el doble de fuerza en N da la mitad en

temperatura por ejemplo en TR1 arroja una fuerza de 227 y en la temperatura de 116 y los demás resultado se siguen viendo reflejados de la misma manera y la misma diferencia con las tablas numéricas se comprobó el resultado de campo y con la tabla grafica permitió ver la hegemonía de TR1 de una manera simbólica.

### **Comparativa De Resultados.**

#### ***Coefficiente de correlación.***

Consecuentemente, “el coeficiente de correlación mide la fortaleza relativa de una relación lineal entre variables numéricas. Los valores del coeficiente de correlación varían desde -1 para una correlación negativa perfecta, hasta +1 para una correlación perfecta. (Widman, 03/24/22).

**Tabla 4.**

*Valores del coeficiente de correlación.*

	<i>TR1+AC</i>	<i>AD1+AC</i>	<i>AD2+AC</i>	<i>AC</i>	<i>MT</i>
<i>TR1+AC</i>	<i>1</i>				
<i>AD1+AC</i>	0,980	<i>1</i>			
<i>AD2+AC</i>	0,997	0,991	<i>1</i>		
<i>AC</i>	0,110	-0,086	0,042	<i>1</i>	
<i>MT</i>	-0,256	-0,440	0,321	0,932	<i>1</i>

*Nota.* La tabla representa la medida especifica de relación lineal entre los datos. Fuente: Autor,2022.

Analizando la tabla y el grafico del coeficiente de correlación entre los valores obtenidos a través de las pruebas, el tratamiento químico TR1+AC llega al 1 positivo perfecto mientras que los otros componentes AD1+AC, AD2+AC , AC y solo el material sin lubricación tienen un descenso considerable, generando de este modo una diferencia y no llegar al 1 positivo perfecto mientras que en las pruebas entre acero nos da ya valores negativos siendo una correlación totalmente considerable entre los datos obtenidos y que por último al agregarle un tratamiento antifricción es muy recomendable para resistir temperaturas más altas, disminuir la fricción y resistir mayor fuerza de trabajo.

### **Conclusiones**

En conclusión, tras el análisis se puede deducir que, con la experimentación de los tres tipos de productos, TR1 sobresale de los demás afirmando la investigación realizada anteriormente. Por lo tanto, el desgaste producido en el cilindro de acero cementado fue del 0,3%, generando una cristalización, aun cuando solo está funcionando el tratamiento químico sin ningún tipo de lubricante. Mientras que el desgaste producido por el AD1+AC tuvo una deformación del 8%, el componente AD2+AC tuvo una deformación del 10%, AC tuvo una deformación del 16% y MT tuvo una deformación del 20%, cabe recalcar que cada prueba duro un total de 3 min.

Por consiguiente, es más efectivo el tratamiento químico, ya que su temperatura llegó a  $111\text{ }^{\circ}\text{C}$ , la fuerza aplicada fue de 217 N y una fuerza de fricción de 123,651 N, tomando estos valores para el análisis comparativo con los diferentes datos. Donde, el AD1+AC tiene un porcentaje de temperatura del 27,658 %, con una fuerza aplicada y fricción de 37,50% siendo el mismo valor para ambos, ya que las constantes son directamente proporcionales. También el AD2+AC tiene una temperatura de 25,856 %, con una fuerza aplicada y fricción de 28,128%. Se puede observar que los datos de AD1+AC y AD2 + AC tienen valores muy semejantes con una ventaja en la reducción de temperatura mas no en resistencia de fuerza aplicada.

Por otro lado, en los datos de AC se tiene un incremento porcentual drástico en la temperatura, llegando a 58,108% de la temperatura total de TR1+AC con una fuerza y fricción de solo 24,999%.

Por ende, en los valores del material sin ningún lubricante tiene una temperatura mayor, pero no tan distante al AC de 63,513% con una fuerza y fricción de 18,750 N, donde genero un desgaste excesivo en el cilindro cementado, por lo que todos los datos de eficiencia porcentual se toman en referencia a los valores mas altos que son de TR1+AC siendo el 100% de eficiencia.

Teniendo valores tan distintos en la toma de datos de los respectivos productos, dio valores directamente proporcionales en fuerza y fricción porcentual, dando un margen de error de  $\pm 0,008\%$ .

Finalmente, el tratamiento químico reduce el coeficiente de fricción ( $\mu$ ) un 70% más que los aditivos y aceite, generando un ahorro de combustible, larga vida útil del motor y cambio de aceite a mayor kilometraje.

### **Bibliografía**

ABDELHAFID, A. (2019). ETUDE DES EFFETS DES ADDITIFS AMELIORANT LA VISCOSITE DES HUILES LUBRIFIANTES SUR LA PRESENCE DE LA POLLUTION SOLIDE DANS LES PALIERS HYDRODYNAMIQUES DES

- MACHINES TOURNANTES. *Université du 8 mai 1945 – Guelma Faculté des Sciences et de la Technologie Département de Génie Mécanique*, 1(1), 103.
- Acebes, S. S. (2017). *El motor de combustión interna*. Editex.
- Ángel Jesús Callejón Ferre, M. G. (2020). *Teoría de motores alternativos de combustión interna*. Universidad Almería.
- API. (2020). *API*. (API) Recuperado el 27 de 04 de 2022, de <https://www.api.org/-/media/Files/Certification/Engine-Oil-Diesel/Publications/Motor%20Oil%20Guide%202020%20Spanish.pdf>
- ASTM. (16 de 08 de 2017). *ASTM*. (ASTM) Recuperado el 27 de 04 de 2022, de <https://tienda.aenor.com/norma-astm-g99-95a-2000-e1-009915>
- Carlos José Santillán Mariño, J. M. (2019). EVALUACIÓN DEL COEFICIENTE DE FRICCIÓN Y CARGA DE GRIPADO. *3C Tecnología. Glosas de innovación aplicadas a la pyme*, 1(1), 15.
- Fennell, G. C. (1993). Probador de lubricantes Falex: los cómo, porqué y lo que realmente demuestra . En *Probador de lubricantes Falex: los cómo, porqué y lo que realmente demuestra* (pág. 2). Rosario - Sta. Fe: Dino Pezzetta.
- James L. Meriam, L. G. (2019). *Mecánica para ingenieros. Estática I*. Reverte.
- Jiménez, S. d. (2019). *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas*. Catalunya: Universitat Politècnica de Catalunya. Iniciativa Digital Politècnica.
- Jose Taha-Tijerina, F. C.-P.-G. (2018). Nanoparticles of Zn and ZnO as extreme pressure (EP) additives for lubricants. *Journal of Applied Research and Technology*, 1(1), 10.
- Mark L. Berenson, D. M. (2006). ESTADISTICA PARA ADMINISTRACION. En D. M. Mark L. Berenson, *ESTADISTICA PARA ADMINISTRACION* (pág. 619). Pearson educacion.
- maxcarsumegacentro*. (2021). Obtenido de maxcarsumegacentro: [https://maxcarsumegacentro.com/products/aditivo-tmt-tratamiento-para-el-motor?gclid=CjwKCAiA1aiMBhAUEiwACw25MY3DXSMQkZSxRxMaq1K4mJ7-tgSJNXOdV3CoNVUFxJgtBhSHEd0EcRoCJ1cQAvD\\_BwE](https://maxcarsumegacentro.com/products/aditivo-tmt-tratamiento-para-el-motor?gclid=CjwKCAiA1aiMBhAUEiwACw25MY3DXSMQkZSxRxMaq1K4mJ7-tgSJNXOdV3CoNVUFxJgtBhSHEd0EcRoCJ1cQAvD_BwE)
- Mejia, L. G. (2016). *UNIDAD I LEYES DE LA TERMODINAMICA*. Scielo.
- Mihara, Y. (2017). Research Trend of Friction Loss Reduction in Internal Combustion Engines. *Japanese Society of Tribologist*, 1(1), 7.

miteco.gob.es. (10 de 12 de 2011). *miteco.gob.es.* (www.miteco.gob.es) Recuperado el 15 de 12 de 2020, de <https://www.miteco.gob.es/es/calidad-y-evaluacion-ambiental/temas/productos-quimicos/reglamento-reach/default.aspx>

Motorkote. (2020). *Motorkote*. Obtenido de Motorkote: <https://motorkote.com.ec/motorkote-100-usos/>

P. Thomas, R. S.-L. (2017). UTILISATION DES CARBONES POUR LA LUBRIFICATION : PARAMÈTRES CLÉS POUR LA RÉDUCTION DU FROTTEMENT. *HAL Université des Antilles*.

P., C. S. (2018). *FUNDAMENTOS DE ESTADISTICA* .

Pasache, B. J. (2020). Análisis de partículas metálicas del aceite lubricante para la determinación del tipo de. *Universidad Cesar Vallejo, 1, 77*.

Pérez Montiel, H. (2018). *Física 2 Para Bachilleratos Tecnológicos*. Grupo Editorial Patria.

SAE International. (07 de 10 de 2013). *SAE International*. (SAE International) Recuperado el 27 de 04 de 2022, de <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2013-36-0145/>

simonizauto. (2019). *simonizauto*. Obtenido de simonizauto: <https://www.simonizauto.com/product/aditivo-qualikote-250ml/>

top1oil. (02 de 2015). *top1oil*. Obtenido de top1oil: <http://top1oil.com/wp-content/uploads/2016/03/HP-20W-50-PDS-Spanish.pdf>

Total Blog España. (19 de 04 de 2016). *Total Blog España*. (Total Blog España) Recuperado el 15 de 12 de 2020, de <https://blog.total.es/api-motores-americanos/>

Widman, R. (03/24/22). *La Determinación de la Verdad*. Bolivia.

WILSON PEREZ CASTRO, J. F. (04 de 2010). DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DEL COEFICIENTE DE FRICCIÓN EMPLEANDO. *Universidad Tecnológica de Pereira.*, pág. 6.

## ANEXOS

## ANEXOS INTRODUCCION.

*Anexo 1.* Mihara, Y. (2017). Research Trend of Friction Loss Reduction in Internal Combustion Engines.

# Tribology Online

Japanese Society of Tribologists <http://www.tribology.jp/trol/>



*Review*

## Research Trend of Friction Loss Reduction in Internal Combustion Engines

Yuji Mihara\*

Department of Mechanical Engineering, Tokyo City University, 1- 28- 1 Tamazutsumi, Setagaya- ku, Tokyo 158- 8557, Japan

\*Corresponding author: Yuji Mihara (ymihara@tcu.ac.jp)

Manuscript received 19 April 2017; accepted 23 May 2017; published 31 July 2017

(Reprinted from Journal of Japanese Society of Tribologists, 61, 2, 2016, 71- 77)

El motor de combustión interna de encendido provocado es una máquina térmica que permite obtener una potencia mecánica a partir de la energía química de un combustible. El presente trabajo tuvo como objetivo evaluar el desempeño de un motor de combustión interna mediante el balance de energía y exergía, bajo el uso individual de las tres gasolinas comercializadas en el Ecuador (súper, extra y ecopais). La metodología experimental consistió en la puesta en marcha bajo el uso individual de las gasolinas hasta alcanzar su máxima potencia a una velocidad de giro del motor, donde se tomaron mediciones de temperatura, consumo específico del combustible y la relación aire combustible para un tiempo de tres minutos. Los resultados muestran una eficiencia energética de 11,31 % para gasolina súper, 10,75 % para gasolina extra y 10,39 % para gasolina ecopais. En lo relacionado a la eficiencia exergética se estableció un 58,81 % para la gasolina súper, 58,89 % para la gasolina extra y un 59,19 % para la gasolina ecopais. Los resultados permiten concluir que existe un potencial exergético de mejoramiento que puede ser una oportunidad para aumentar la eficiencia energética.

**Palabras clave:** balance de energía, exergía, consumo energético, motor de encendido provocado.

The internal combustion engine with provoked ignition is a thermal machine that enables obtaining mechanical power from the chemical energy of a fuel. The objective of this work was to evaluate the performance of an internal combustion engine through the balance of energy and exergy, under the individual use of the three types of gasoline sold in Ecuador (Super, Extra and Ecopais). The experimental methodology consisted of starting the engine with the individual use of gasoline until reaching its maximum power at engine speed, and taking measurements of temperature, specific fuel consumption and air-fuel ratio during 3 minutes. Results show an energy efficiency of 11.31% for the Super gasoline, 10.75% for the Extra gasoline and 10.39% for the Ecopais gasoline. Regarding exergy efficiency, 58.81% was established for the Super gasoline, 58.89% for the Extra gasoline and 59.19% for the Ecopais gasoline. Results enable us to conclude that there is an exergy potential for improvement that may be an opportunity to increase energy efficiency.

**Keywords:** energy balance, exergy, energy consumption, ignition motor induced.

## Introducción

Los motores de combustión interna (MCI) poseen grandes aplicaciones en los sistemas de generación, cogeneración de energía e industria automovilística. Por lo tanto, ensayar y estudiar el rendimiento de estos motores es muy importante para contribuir a un mayor crecimiento de su campo de aplicación y calidad de operación [1, 2].

En general, los MCI tienen una mayor entrega y actividad en el sector del transporte, dentro del cual el uso de combustibles y el aumento de las emisiones están relacionados con procesos industriales que impulsan una fuerte actividad económica de comercialización y aseguramiento de bienes e insumos [3, 4]. En el Ecuador, el sector del transporte representa un

49 % del consumo energético total, donde el 98,3 % proviene del diésel y gasolinas, representando un 25 % de las emisiones de gases de efecto invernadero por la combustión de las gasolinas [5].

El MCI es la planta de energía más eficiente y confiable en el sector del transporte (motores de gasolina y diésel) y maquinaria pesada (motor diésel). Se espera que los motores MCI estén presentes hasta que: (i) la escasez de combustible se convierta en un problema grave; (ii) se desarrollen nuevas tecnologías menos contaminantes y más eficientes como reemplazo; o (iii) las regulaciones de emisiones, establecidas por agencias ambientales para mejorar la calidad del aire se vuelvan inalcanzables para los fabricantes de motores y vehículos [6].

La industria automotriz desde el siglo pasado ha venido analizando diseños de motores con el propósito de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero –dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), óxidos de nitrógeno ( $\text{NO}_x$ ), monóxido de carbono ( $\text{CO}$ )– y material particulado (PM), responsables principales de la degradación del ambiente [7, 8]. También los MCI son diseñados para garantizar una potencia de salida específica combinada con la mayor eficiencia posible [9]. Las mejoras también se han incrementado gracias al uso de combustibles con mejores propiedades; uno de los factores importantes que determina la calidad de las gasolinas es el llamado octanaje [10]. El mismo no es más que una cuantificación de la calidad y capacidad antidetonante de las gasolinas; su principal característica es identificar el proceso de la combustión en el interior del motor: un alto octanaje representa una mejor capacidad antidetonante. En Sudamérica, por ejemplo, las naftas con mayores índices de octano son Argentina y Perú con 98, seguido por Brasil con 95 y Colombia con 92 octanos, respectivamente [11]. En el Ecuador se venden tres tipos de gasolinas que provienen de las refinerías nacionales. Según la NORMA INEN 935, aquellas se clasifican de acuerdo con su octanaje en dos tipos:

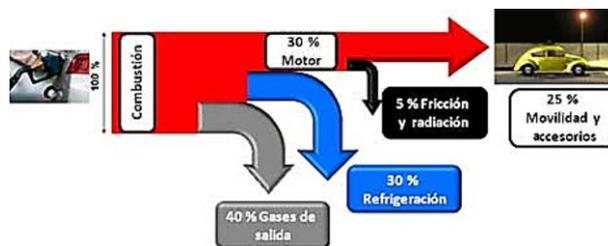
- Gasolina súper con 92 octanos como mínimo.

- Gasolina extra y ecopaís con 87 octanos como mínimo.

El combustible ecopaís se define como un biocombustible el cual contiene una mezcla de 95 % de nafta premezclada y 5 % de etanol [12].

El desarrollo de la industria automotriz tiene un impacto en la escasez de energía [13], sin embargo, la creciente demanda de biocombustibles como una alternativa frente a la mitigación de las emisiones de gases y la disminución del consumo de combustibles derivados es solo una parte de la solución [14], por consiguiente, es necesario evaluar el rendimiento del motor mediante los análisis energéticos y exergéticos.

El análisis energético se fundamenta en la primera ley de la termodinámica, como una forma eficiente de conocer las características de distribución de energía reflejadas en conversión, transferencia, utilización y pérdida de energía del combustible en términos de cantidad. Con esta característica como guía, se pueden utilizar medidas específicas para reducir la pérdida de energía. Sin embargo, el análisis energético no refleja la diferencia en la calidad energética, término que sí es considerado por el análisis exergético; este se fundamenta en la segunda ley de la termodinámica, el estudio de la exergía puede evaluar la calidad de la energía para lograr la reutilización total de la energía perdida [15]. Con respecto al análisis energético de los MCI, hasta el 55 % de la energía de entrada se cede al ambiente a través de los gases de escape y varios procesos de intercambio de calor entre la configuración del motor, el refrigerante y el aceite lubricante [16]. En la Figura 1 se indica los porcentajes de rendimiento que tiene un motor de MCI.



**Figura 1.** Diagrama Sankey en MCI [17]

El MCI es un motor térmico que transforma la energía química en energía mecánica, generalmente, disponible en un eje de salida giratorio. La energía química del combustible se transforma primero en energía térmica mediante la combustión u oxidación con el aire en el interior del motor, luego de la combustión, los reactantes se transforman en productos como dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), agua ( $\text{H}_2\text{O}$ ) y monóxido de carbono ( $\text{CO}$ ). La energía térmica

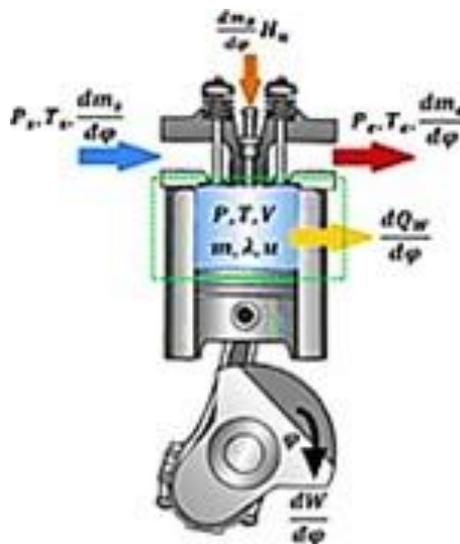
incrementa la presión y la temperatura de los gases en el interior del motor, el gas a alta presión se expande contra los mecanismos mecánicos del motor [18].

La Universidad Internacional SEK, con el objetivo de reforzar los conocimientos y habilidades de los estudiantes en Ingeniería Automotriz, adquirió un banco experimental para MCI, específicamente de encendido provocado (MEP). Del mismo se desconoce su comportamiento energético a partir del uso de las gasolinas comercializadas en el Ecuador.

Por lo mencionado el actual estudio de investigación tiene como objetivo general: evaluar el desempeño de un motor de encendido provocado experimental mediante el balance de energía y exergía, bajo el uso individual de las tres gasolinas comercializadas en el Ecuador, para la valoración y evaluación de su rendimiento.

### Materiales y métodos

La Figura 2 indica que las paredes de la cámara de combustión conforman los límites del sistema. Al utilizar la primera ley de la termodinámica se obtiene la descomposición de la energía del sistema, la Ecuación (1) que acompaña a la Figura 2 corresponde a decir que «el cambio de la energía del sistema ( $E_{sis}$ ), asumiendo que no hay pérdidas de energía en deformaciones del volumen de control, se reduce al cambio de la energía interna del sistema ( $U$ )» [19].



1. Energía del sistema ( $E_{sis}$ )
2. Energía suministrada al sistema con el combustible ( $Q_{comb}$ )
3. Carga de admisión ( $madm*hadm$ )

4. Trabajo mecánico ( $W$ )
5. Calor disipado a través del refrigerante ( $Q_{ref}$ )
6. Calor degases de escape ( $m_{esc}h_{esc}$ )
7. Calor equivalente de los gases de la cámara que se fugan a través de intersticios entre los segmentos  
( $m_{fug}h_{fug}$ )

Para efectos prácticos de cálculo del balance energético del motor, la Ecuación (1) puede reescribirse como se muestra en la Ecuación (2) [21]:

$$Q_{comb} + m_{adm}h_{adm} = W + Q_{refr} \frac{dU}{dt} + m_{esc}h_{esc} + m_{fug}h_{fug} \quad (2)$$

En lo relacionado al alcance, el siguiente estudio es de tipo experimental, pues se fundamenta en el manejo de parámetros que miden el desempeño del motor tales como torque, velocidad de giro, potencia motora, flujo volumétrico y consumo específico del combustible en circunstancias estrictamente controladas, con el objetivo de explicar de qué modo o por qué se produce una circunstancia o situación particular [22].

El motor sujeto a estudio es un MEP CT 150 de 1 cilindro y 4 tiempos refrigerado con aire, con formación externa de la mezcla (carburador). Con un peso aproximado de 15 kg, dimensiones  $L \times A \times H$  (420 × 300 × 320 mm), potencia aproximada de 2,2 kW, volumen de aceite 0,6 L; tensión de encendido magnético, compresión 7:1, sonda térmica de temperatura de gases de escape de 0-1000 °C, accionado por polea de diámetro 125 mm, y correa trapezoidal tipo SPA 1250 (ver Figura 3).



**Figura 3.** Motor CT 150

Para la ejecución de la investigación, se emplearon los siguientes instrumentos y materiales (integrados en el banco experimental como se ilustra en la Figura 4:



**Figura 4.** Banco experimental. Motor a gasolina de 1 cilindro refrigerado por aire, y unidad universal de frenado y accionamiento HM 365

- Motor a gasolina de un cilindro refrigerado por aire.
- Unidad universal de frenado y accionamiento HM 365
- Motor asíncrono con convertidor de frecuencia
  - potencia: 2200 W – máx. velocidad: aprox.  $3000 \text{ min}^{-1}$
  - máx. par: aprox. 12 Nm
- Operación de correa trapezoidal – longitud de la correa trapezoidal: 1157 mm, 1180 mm, 1250 mm
  - tipo de correa trapezoidal: SPA – diámetro de la polea de la correa trapezoidal: 125 mm
- Carga resistiva: 72  $\Omega$ , 2400 W
- Rangos de medida
  - par de torsión:  $\pm 15 \text{ Nm}$  – velocidad: 0... 5000  $\text{min}^{-1}$
  - 400 V, 50 Hz, 3 fases
  - 400 V, 60 Hz, 3 fases

- 230 V, 60 Hz, 3 fases
- Gasolina súper, extra y ecopaís (ver Tabla 1, características fundamentales)

**Tabla 1.** Propiedades de los combustibles

Parámetros	Súper	Extra	Ecopaís
Número de octanos (RON)	92	87	87
Contenido de azufre (%)	0,065	0,065	0,065
Contenido de gomas (mg/100 ml)	4	3	3
Contenido de aromáticos (% vol.)	35	30	30
Contenido de olefinas (% vol.)	18	18	18
Punto final de evaporación (°C)	220	220	220
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	722	723	749
PCI (kJ/kg)	48345	45124	44739

Nota: Tomados del estudio realizado por Rocha-Hoyos, *et al.* [23]

Para la obtención de la curva de potencia se cumplió con los siguientes pasos:

- Colocar en marcha el motor a plena carga.
- Ajustar el potenciómetro de par (M) para ir frenando el motor (n) (disminuyéndose las rpm).
- Se registra el par (M) y el número de revoluciones (n) en una tabla (9 lecturas).
- Se repite el procedimiento para una segunda lectura y poder realizar un promedio.
- Para la obtención de la potencia se aplica la Ecuación (3):

$$P = \frac{2\pi nM}{60} \quad (W) \quad (3)$$

- Se realiza una gráfica de potencia (eje y) y rpm (eje x).

Para la obtención de la curva de consumo se cumplió con los siguientes pasos:

- Se realiza a unas revoluciones fijas (2500 rpm), ajustándose en el motor y se mide el tiempo en el cual se consumen 5,1 cm<sup>3</sup> (el cual corresponde a 1 cm de descenso en la escala del tubo medidor, determinándose de este modo el flujo volumétrico Q) para un par fijado en el equipo.
- Los valores se van registrando para diferente par del motor (siempre manteniéndose en 2500 rpm), los resultados se registran en una tabla.
- Luego se realiza una tabla donde se registra la potencia, el flujo másico  $\dot{m} = Q\rho_{fluido}$  (donde Q es el flujo volumétrico y  $\rho_{fluido}$  la densidad del combustible) y el consumo específico ( $b_e$ ) obtenido por medio de la Ecuación (4):

$$b_e = \frac{\dot{m}}{P} \quad (4)$$

- Se realiza una gráfica de  $b_e$  (eje y) y P (eje x).

## 2.1. Cálculo del balance térmico

El balance energético de los MCI es básicamente un estudio de la primera ley de la termodinámica, que también se denomina balance de energía, balance de calor o balance térmico [20]. El análisis del balance térmico es una forma eficiente de conocer el flujo de energía, permite al diseñador evaluar la variación de energía interna en función de las transferencias de energía a través de los límites como calor o trabajo y las entalpías asociadas con el flujo de masa que cruza estos límites, para luego presentar un método altamente potencial que reduzca el consumo de combustible en los motores [24]. El balance térmico permite que se lleve a cabo la siguiente igualdad: Energía que entra al sistema = Energía que sale del sistema.

Desde otro punto de vista, para un proceso con flujo y estado estable se tiene el cumplimiento de la Ecuación (5).

$$Q = H_{entrada} - H_{salida} \quad (5)$$

Donde:

<sup>P</sup>Q: sumatoria de calor evacuado al ambiente

<sup>P</sup>H<sub>salida</sub>: sumatoria de entalpías que salen del sistema

$P H_{entrada}$ : sumatoria de entalpías que entran al sistema

Lo anterior significa que, la suma de los calores que cruzan el sistema es igual a la diferencia entre la suma de entalpías que ingresan al sistema y la suma de entalpías que salen del sistema [19]. El cambio de entalpía, por su parte, es una medida de la cantidad de energía absorbida o entregada en un sistema termodinámico, es decir, es el cambio que se produce por una transformación en la que se puede recibir o aportar energía (como en el presente caso de estudio, energía mecánica), por lo que se puede considerar a la entalpía como numéricamente igual al calor intercambiado con el ambiente. Para resolver el balance térmico, se toma en cuenta los siguientes cálculos generales.

### 2.1.1. Flujo másico de combustible (Ecuación 6)

$$\dot{m}_c = \rho \frac{V}{\Delta t} \quad (6)$$

Donde:

$\dot{m}_c$  = flujo másico de combustible (kg/s)

$\rho$  = densidad específica de combustible (kg/m<sup>3</sup>)

$V$  = volumen de combustible (m<sup>3</sup>)

$\Delta t$  = tiempo de flujo (180 s)

### 2.1.2. Calor liberado por el combustible (Ecuación 7)

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \cdot PCI \quad (7)$$

Donde:

$\dot{Q}_c$  = Calor liberado por el combustible (kW)

$PCI$  = poder calorífico inferior del combustible (kJ/kg)

### 2.1.3. Flujo de los gases de escape (Ecuación 8)

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb} \quad (8)$$

Donde:

$m'_{ar}$  = flujo de aire (kg/s)  $m'_{comb}$  = flujo másico de combustible (kg/s)

La eficiencia energética del sistema se determina según la Ecuación (9).

$$\eta_{energético} = \frac{P_{max}}{Q'_{c}} \quad (9)$$

Donde:

$P_{máx}$  = potencia máxima del motor

$Q'_{c}$  = calor liberado por el combustible

## 2.2. Balance exergético

La exergía se establece como el análisis de rendimiento del sistema basado en la segunda ley de la termodinámica. La exergía es la cantidad de «energía disponible» en el sistema. El análisis de exergía se utiliza para definir el tipo, la ubicación y el alcance de las pérdidas de energía en diversas partes de un MCI [25]. La exergía se define como la cantidad máxima de trabajo teórico útil, que se puede conseguir cuando un sistema llega al equilibrio termodinámico con su entorno. La destrucción de exergía o las irreversibilidades van acompañadas de la generación de entropía. El objetivo principal de un análisis exergético es conceptualizar el diseño óptimo para un sistema, los parámetros de diseño y operación tienen efectos considerables en el balance de exergía durante las operaciones del motor [26].

Se pueden identificar tres fuentes principales de destrucción de exergía: irreversibilidades en el cilindro, irreversibilidades mecánicas y otras formas de irreversibilidad. En el cilindro se explican los efectos de la transferencia de calor de los gases a la pared del cilindro, la combustión y la viscosidad. Las irreversibilidades mecánicas son causadas por la fricción, que puede calcularse por la diferencia entre la potencia de frenado indicada. Otras irreversibilidades explican la suma de diversos procesos irreversibles, como las pérdidas de bombeo, el proceso de mezcla de aire y combustible, el estrangulamiento y la transferencia de calor desde la pared al sistema de enfriamiento [27].

El balance de exergía se determina mediante la siguiente metodología:

Exergía asociada al calor de combustible (Ecuación (10)):

$$E\chi_c = m'_{c} PCI \quad (10)$$

Donde:

$E\chi_c$  = Exergía del combustible (kW)

PCI = poder calorífico inferior del combustible (kJ/kg).

Otra sección muy fundamental del balance exergético es el flujo de gases de escape del motor. El calor específico utilizado se determina sobre la base de una media de los valores de los calores específicos, en las respectivas temperaturas de entrada y salida, de funcionamiento del motor.

$$Exg = m * g * Cp * Tp * T - To - 1 - \ln T - To$$

Donde:

$E\chi'_g$  = Exergía asociada al flujo de gas (kW)  $m'_g$  = Caudal de gas (kg/s)

$C_p$  = Calor específico a presión constante (kJ/kg K)

$T_0$  = Temperatura de referencia (K)

$T$  = Temperatura de los gases de salida (K)

El rendimiento exergético se determina a partir de la Ecuación (12):

$$\eta_{exergética} = \frac{PE_{flujos\ de\ entradas} - PE_{flujos\ de\ salidas}}{PE_{flujos\ de\ entradas}} \quad (12)$$

El calor específico del aire a una temperatura T (K), está dado por la Ecuación (13):

$c_{par,T} = C_0 + C_1T + C_2T^2 + C_3T^3 + C_4T^4$  (J/kgK) (13) Para temperatura entre 200 a 800 K.

Donde:

$$c_0 = 1,0189 \times 10^3 \quad c_1 = -1,3784 \times 10^{-1} \quad c_2 = 1,9843 \times 10^{-4} \quad c_3 = 4,2399 \times 10^{-7} \quad c_4 = -3,7632 \times 10^{-10}$$

El calor específico a presión constante de los gases de combustión está dado por la Ecuación (14):

$$c_{p,g,T} = c_{par,T} + \theta_{c_p,T} (J/kgK) \quad 1 + f \quad (14)$$

Donde:

$$f = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{m}_{ar}} \quad (15)$$

$$\theta_{c_p,T} = C_{p0}T + C_{p1}T^2 + C_{p3}T^3 + C_{p4}T^4 + C_{p5}T^5$$

(16) Para temperatura entre 200 a 800 K.

$$c_{p0} = -3,5949 \times 10^2 \quad c_{p1} = 4,5164 \times 10^0 \quad c_{p2} = 2,8116 \times 10^{-3} \quad c_{p3} = -2,1709 \times 10^{-5} \quad c_{p4} = 2,8689 \times 10^{-8} \quad c_{p5} = -1,2226 \times 10^{-11}$$

### 2.3. Diseño experimental

Para el análisis y comparación de los resultados se emplea el *software Statgraphics Centurion XVI*, realizándose un ANOVA simple para los diferentes tratamientos (combinaciones) que se muestran en la Tabla 2. Se realizaron tres repeticiones de cada tratamiento según lo establecido por la norma NTE INEN 2205 [28] en el apartado 6 sobre métodos de ensayo donde en el punto 6.1.5.4 refiere «Registrar y promediar un mínimo de tres lecturas en cada prueba». Como variable independiente se tiene el combustible con tres niveles (extra, súper y ecopaís), las variables dependientes son eficiencia energética y exergetica.

Para determinar si entre los grupos experimentales existe diferencia significativa, se usó el análisis ANOVA, aplicándose pruebas de comparación múltiple de medias, para este caso la LSD (*Least Significant Difference*) en un 95 % de confianza [29, 30].

Tabla 2. Propiedades de los combustibles

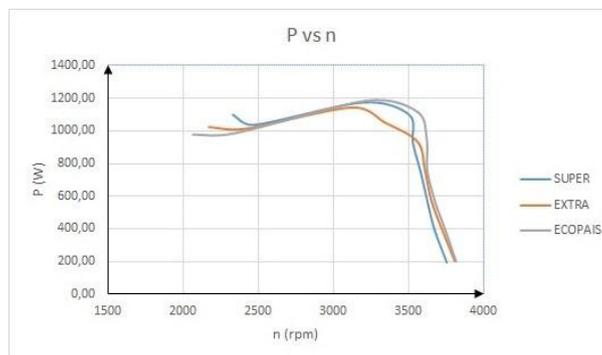
Número de tratamientos	Autos	Combustibles
---------------------------	-------	--------------

T1	Motor CT 150	Súper
T2	Motor CT 150	Extra
T3	Motor CT 150	Ecopaís

## Resultados y discusión

En la Tabla 3 se reflejan los resultados de las nueve mediciones de revolución y par, variables necesarias para el cálculo de la potencia y la gráfica P vs. n.

La Figura 5 indica la potencia en función de la velocidad de giro del motor, se observa que a medida que la velocidad de giro aumenta, la potencia generada también aumenta, pero solo hasta alcanzar su potencia máxima. La máxima potencia generada con el uso de la gasolina súper es 1174,17 W que corresponde a una velocidad de giro del motor de 3199 rpm. La máxima potencia generada con el uso de la gasolina extra es 1142,46 W que corresponde a una velocidad de giro del motor de 3121,5 rpm. La máxima potencia generada con el uso de la gasolina ecopaís es 1183,35 W que corresponde a una velocidad de giro del motor de 3224 rpm. En resumen, se obtiene que por debajo de 3000 rpm no hay diferencias en el comportamiento de la potencia, no siendo así entre 3000-3600 rpm donde la gasolina ecopaís y súper presentan los mejores resultados. Estos resultados son compatibles con el trabajo de [31] y Quimbita y Guallichico [32], donde se realizaron pruebas de potencia con gasolinas extra y súper obteniéndose la misma tendencia de comportamiento con el estudio desarrollado.



**Figura 5.** Curvas Potencia vs. revolución

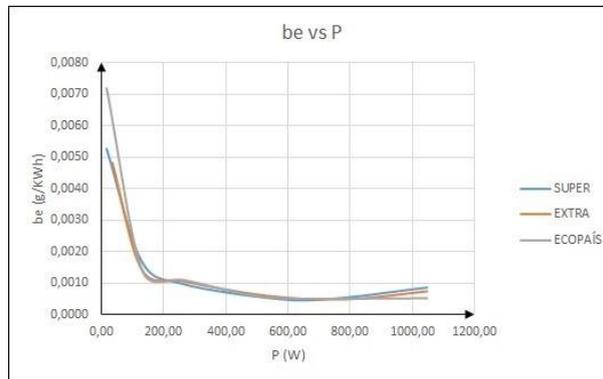
**Tabla 3.** Valores tabulados de revolución, par y potencia

Súper			Extra			Ecopaís		
n (rpm)	M (Nm)	P(W)	n (rpm)	M (Nm)	P(W)	n (rpm)	M (Nm)	P(W)

3753	0,5	196,51	3808,5	0,495	197,42	3815	0,5	199,75
3671	1,03	395,96	3724	1,005	391,93	3743	1,005	393,93
3624	1,5	569,26	3650,5	1,505	575,33	3671,5	1,5	576,72
3579,5	1,995	747,81	3609	2,005	757,76	3623	2,01	762,59
3528	2,505	925,48	3559,5	2,5	931,87	3621	2,5	947,98
3501,5	3	1100,03	3342	3	1049,92	3554	3,005	1118,38
3199	3,505	1174,17	3121,5	3,495	1142,46	3224	3,505	1183,35
2474,5	4,005	1037,81	2412,5	4,005	1011,81	2340	4,01	982,63
2333	4,5	1099,4	2169	4,5	1022,12	2067,5	4,505	975,37

En la Tabla 4 se refleja los resultados de las seis mediciones de potencia y flujo másico, parámetros necesarios para el cálculo del consumo específico ( $b_e$ ).

La Figura 6 indica el consumo específico de combustible en función de la potencia generada; cuando la potencia aumenta el consumo específico del combustible disminuye hasta aproximadamente los 600 W, a partir de este valor se empieza a experimentar un ligero incremento, los mayores consumos se producen a bajas revoluciones. Este resultado es compatible con el obtenido por Alzate y Agudelo [3], quienes realizaron pruebas dentro de un régimen de operación desde 1100 rpm hasta 3600 rpm, desde 1100 rpm hasta 2000 rpm el consumo específico del combustible fue disminuyendo hasta alcanzar su mínimo valor, desde ahí en adelante este fue creciendo en función del aumento de la velocidad de giro del motor. En resumen, se puede concluir, que el comportamiento del consumo específico para las tres gasolinas no es significativo, al igual que resultados obtenidos por el estudio de Quimbita y Guallichico [32], donde se observa un consumo específico del combustible de 47,44 g/kWh para gasolina súper, 43,17 g/kWh para gasolina extra y 49,96 g/kWh para gasolina ecopaís.



En la Tabla 5 se refleja, los resultados de las mediciones necesarias para el cálculo del balance térmico del MCI a máxima potencia realizadas a las gasolinas súper, extra y ecopaís; y en la Tabla 6 se indican las variables obtenidas al aplicar la metodología descrita en el apartado del método. Tal como se indica en la Tabla 4, la eficiencia energética de la gasolina súper es de 11,31 % y la eficiencia exergética es de 58,81 %; gasolina extra 10,75 % y 58,89 %; gasolina ecopaís 10,39 % y 59,19 %, respectivamente, esto es debido a que hay una cantidad de exergía que se está destruyendo en los gases de escape y que podría ser aprovechada para generar trabajo.

**Tabla 4.** Valores tabulados de potencia, flujo másico y consumo específico para las diferentes gasolinas experimentadas

Súper			Extra			Ecopaís		
P(W)	m(kg/h)	be (g/kwh)	P(W)	m(kg/h)	be (g/kwh)	P(W)	m(kg/h)	be (g/kwh)
18,33	0,096	0,0053	36,652	0,1777	0,0048	15,708	0,1132	0,0072
130,9	0,22	0,0017	130,9	0,1891	0,0014	130,8997	0,1817	0,0014
261,8	0,254	0,001	264,417	0,2824	0,0011	264,4174	0,2938	0,0011
562,87	0,277	0,0005	534,071	0,3222	0,0006	526,2168	0,3003	0,0006

748,75	0,373	0,0005	785,398	0,3836	0,0005	785,3982	0,4045	0,0005
1047,2	0,89	0,0008	1047,198	0,7808	0,0007	1047,1976	0,5567	0,0005

**Tabla 5.** Valores promedios tabulados para el cálculo de la eficiencia energética y exergética a potencia máxima

$M_{max}$ (Nm)	$P_{max}$ (W)	Consumo (m <sup>3</sup> )	$Q$ (m <sup>3</sup> /s)	$P_c$ (kg/m <sup>3</sup> )	$m'_c$ (kg/s)	$m'_{aire}$ (kg/s)	$m'_{gas}$ (kg/s)	$T^-_e$ (°C)	$T^-_s$ (°C)	PCI (kJ/kg)
<b>Gasolina súper</b>										
3,505	1174,17	53,55	2,97 E-07	722	0,0002148	0,002071	0,002286	22,77	543	48345,66
<b>Gasolina extra</b>										
3,495	1142,46	58,65	3,26 E-07	723	0,0002356	0,002046	0,002282	23,72	543,5	45124,76
<b>Gasolina ecopaís</b>										
3,505	1183,35	61,2	3,40 E-07	749	0,0002547	0,00206	0,002315	23,77	541,5	44739,17

Nota: Los valores de PCI fueron tomados de estudio de Rocha-Hoyos *et al.* [23]

**Tabla 6.** Resultados promedios del rendimiento energético y exergético calculados a potencia máxima

$P_{max}$ (W)	$Q'_c$ (kW)	$\eta_{ener}$ %	$E\chi_g$ (kW)	$E\chi_c$ (kW)	$E\chi_k$ (kW)	$\eta_{ener}$ %
<b>Gasolina súper</b>						
1174,17	10,38	11,31	0,64	10,38	3,63	58,81
<b>Gasolina extra</b>						
1142,46	10,63	10,75	0,65	10,63	3,72	58,89
<b>Gasolina ecopaís</b>						
1183,35	11,39	10,39	0,66	11,39	3,99	59,19

Nota: La exergía por transferencia de calor por conducción y convección se ha designado como  $E\chi_k$ , estimando en un 35 % de  $E\chi_c$ , según Li *et al.* [7].

Tener una eficiencia exergética mayor a una eficiencia energética, quiere decir que hay un potencial exergético de mejoramiento (PEM) mediante el cual se puede aprovechar parte de esa exergía que se está destruyendo y convertirla en trabajo, logrando así aumentar la eficiencia térmica [33].

Los resultados obtenidos son compatibles con el trabajo de González *et al.* [33], donde se obtuvo una eficiencia exergética de 14,77 % que es superior a la eficiencia energética de 12,79 %, concluyendo que esta diferencia se origina debido al aumento de las velocidades de giro del motor en un 43,19 %.

Por otra parte, según Llerena [34], al principio de su estudio, obtuvo una eficiencia energética del 39 % y una eficiencia exergética del 79 %, luego se presenta una eficiencia exergética reducida a 56 % debido al uso de los gases de escape que salen de la turbina para generar vapor (cogeneración), logrando así aumentar la eficiencia energética a un 67 %.

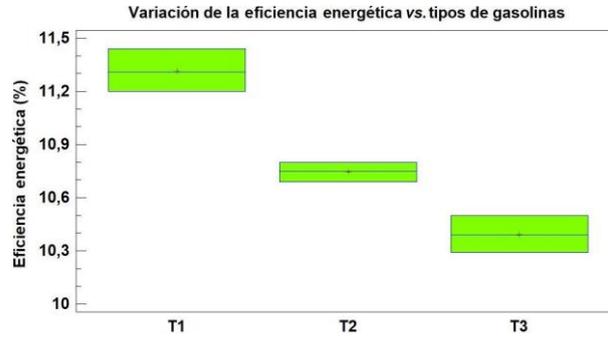
En la Tabla 7 y Figura 7, se representa la prueba de múltiple rango y gráfico de caja y bigotes para la variable dependiente eficiencia energética. Se concluye que existe diferencia significativa entre las gasolinas, siendo la súper la de mejor resultado.

**Tabla 7.** Análisis de diferencias significativas de la eficiencia energética

Combustible	Casos	Media	Grupos	
			homogéneos	
T3 (ecopaís)	3	10,39	X	
T2 (extra)	3	10,75		X
T1 (súper)	3	11,31		X

Nota: Método: 95,0 porcentaje LSD

**Figura 7.** Gráfico comparativo de la eficiencia energética para las distintas gasolinas



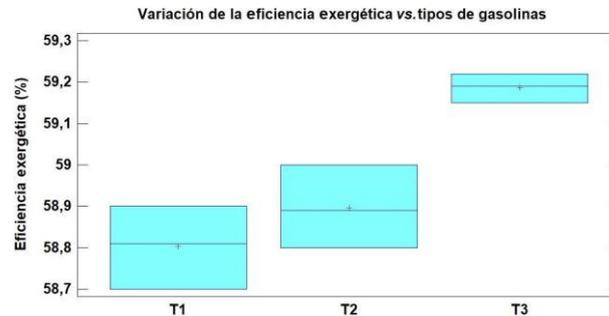
Por su parte en la Tabla 8 y Figura 8, se representa la prueba de múltiple rango y gráfico de caja y bigotes para la variable dependiente eficiencia exergética, donde se concluye que existe diferencia significativa entre las gasolinas, siendo la ecopaís la de mejor resultado, sin embargo, entre la extra y súper no hay diferencia significativa.

**Tabla 8.** Análisis de diferencias significativas para la eficiencia exergética

Combustible	Casos	Media	Grupos homogéneos
T1 (súper)	3	58,8	X
T2 (extra)	3	58,89	X
T3 (ecopaís)	3	59,19	X

Nota: Método: 95,0 porcentaje LSD

**Figura 8.** Gráfico comparativo de la eficiencia exergética para las distintas gasolinas



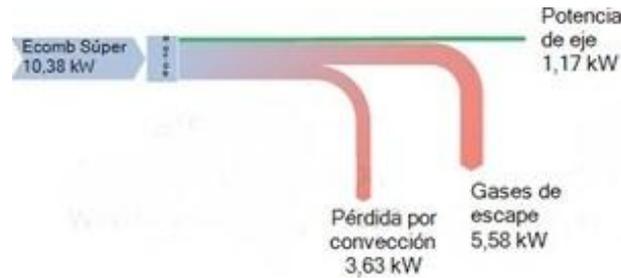
Para una mejor visualización de los resultados de la parte energética se presentan los valores de flujo de energía en la Tabla 9, así como también las Figuras 9, 10 y 11, las cuales representan los diagramas de Sankey para los tres tipos de gasolinas utilizadas. Estos diagramas representan la distribución cuantitativa de los flujos de energía que entran y salen del sistema, así como las pérdidas por transferencia de calor y emisión de gases de escape.

**Tabla 9.** Valores de flujo de energía

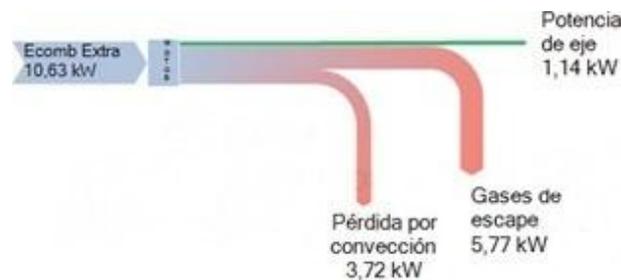
Flujo energético (kW)			
Gasolina	Súper Extra	Ecopaís	
<b>Combustible</b>	10,38	10,63	11,39
<b>Gases de escape</b>	5,58	5,77	6,22
<b>Pérdida por convección</b>	3,63	3,72	3,99
<b>Potencia de eje</b>	1,17	1,14	1,18

Con los resultados obtenidos se puede concluir que la cantidad de pérdida de energía en el motor estudiado bajo el consumo de gasolina súper es 9,21 kW (88,73 %) como se indica en la Figura 9, con lo cual se determinó que el motor tiene una eficiencia energética de 11,31 % y una eficiencia exergética de 58,81 %.

Por otro lado, la cantidad de pérdida de energía en el motor estudiado bajo el consumo de gasolina extra es 9,49 kW (89,28 %) como se indica en la Figura 10, con lo cual se determinó que el motor tiene una eficiencia energética de 10,75 % y una eficiencia exergética de 58,89 %.



**Figura 9.** Diagrama de Sankey-Gasolina súper



**Figura 10.** Diagrama de Sankey-Gasolina extra

Por último, la cantidad de pérdida de energía en el motor estudiado bajo el consumo de gasolina ecopaís es 10,21 kW (89,64 %) como se indica en la Figura 11, con lo cual se determinó que el motor tiene una eficiencia energética de 10,39 % y una eficiencia exergética de 59,19 %.



**Figura 11.** Diagrama de Sankey-Gasolina ecopaís

Con los resultados presentados se puede concluir que hay variaciones en el rendimiento energético y exergético en el motor estudiado al utilizar las tres gasolinas, se obtiene una mejor eficiencia energética de 11,31 % al usar gasolina súper. También se observa que la mayor pérdida de energía en el motor se presenta con el uso de la gasolina ecopaís de 10,21 kW (89,64 %), esta pérdida de energía se da en la emisión de los gases de escape y la transferencia de calor por conducción y convección, consecuente con los resultados de Llanes-Cedeño, Carguachi-Caizatoa, y Rocha-Hoyos [19], a la vez representa un alto potencial exergético de mejoramiento el cual puede ser aprovechado para generar trabajo y a la vez lograr aumentar la eficiencia energética del motor al usar la gasolina ecopaís, estos resultados son compatibles con los obtenidos por Valle *et al.* [35], donde se obtuvieron pérdidas de energía igual a 8,57 kW (66,35 %) de un total de 12,92 kW (100 %).

## Conclusiones

El motor estático que fue estudiado bajo el consumo de diferentes gasolinas presenta una eficiencia energética de 11,31 % para gasolina súper, 10,75 % para gasolina extra y 10,39 % para gasolina ecopaís. En lo relacionado a la eficiencia exergética se determinó un 58,81 % para la gasolina súper, 58,89 % para la gasolina extra y un 59,19 % para la gasolina ecopaís. La eficiencia exérgica es mucho mayor a la eficiencia energética en cada uno de los casos,

existiendo un potencial exergético de mejoramiento (PEM) que puede aprovechar la exergía que se está destruyendo para convertirla en trabajo y así lograr aumentar la eficiencia energética.

La potencia máxima del motor es directamente proporcional a la eficiencia energética, por lo tanto, se puede concluir que la mejor eficiencia energética del motor que se obtuvo es bajo el consumo de la gasolina súper con una potencia máxima generada de 1183,35 W a 3224 rpm y una eficiencia energética de 11,31 %.

A partir de la metodología aplicada se determinaron eficiencias energéticas en el rango de 10,39 % a 11,31 %, las cuales son muy bajas en comparación a las eficiencias térmicas reales de un motor de combustión interna las cuales oscilan entre el 25 % al 30 %.

## Referencias

- [1] A. Filho, M. Rodrigues, J. Santos, C. Cunha, and J. a. Donatelli, “Balanço Energético e Exergético de uma Pequena Central Termelétrica Equipada com um Motor de Combustão Interna a Diesel,” in *Conference: Iberian Latin American Congress on Computational Methods in Engineering At: Cartagena das Índias, Colombia*, 11 2019. [Online]. Available: <https://bit.ly/3bPazB4>
- [2] E. A. Llanes-Cedeño, Y. Guardia-Puebla, A. de la Rosa-Andino, S. Cevallos-Carvajal, and J. C. Rocha-Hoyos, “Detección de fallas en motores de combustión mediante indicadores de temperatura y presión de inyección,” *INGENIUS*, no. 22, pp. 38–46, 2019. [Online]. Available: <https://doi.org/10.17163/ings.n22.2019.04>
- [3] J. D. Ramírez Alzate and A. Arcila Agudelo, *Validación experimental de la relación de compresión para varios combustibles a utilizar en un motor de combustión interna*. Universidad Tecnológica de Pereira, 2017. [Online]. Available:

<https://bit.ly/3r5PqJ6>

- [4] E. A. Llanes Cedeño, V. D. Zambrano León, A. S. Cevallos Carvajal, E. R. Mena Mena, and J. C. Rocha Hoyos, *Teoría de selección y dimensionamiento del parque automotor*. Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE, 2017. [Online]. Available: <https://bit.ly/3q7plYI>
- [5] Ministerio de Electricidad y Energía Renovable, *Balance Energético Nacional 2017*. Gobierno de la República del Ecuador, Ministerio e Electricidad y Energía Renovable, 2017. [Online]. Available: <https://bit.ly/37ZUQOm>
- [6] Erdiwansyah, R. Mamat, M. S. M. Sani, K. Sudhakar, A. Kadarohman, and R. E. Sardjono, “An overview of Higher alcohol and biodiesel as alternative fuels in engines,” *Energy Reports*, vol. 5, pp. 467–479, 2019. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.egy.2019.04.009>
- [7] Y. Li, M. Jia, S. L. Kokjohn, Y. Chang, and R. D. Reitz, “Comprehensive analysis of exergy destruction sources in different engine combustion regimes,” *Energy*, vol. 149, pp. 697–708, 2018. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.02.081>
- [8] P. Tamilselvan, N. Nallusamy, and S. Rajkumar, “A comprehensive review on performance, combustion and emission characteristics of biodiesel fuelled diesel engines,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 79, pp. 1134–1159, 2017. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.176>
- [9] N. Dolatabadi, M. Forder, N. Morris, R. Rahmani, H. Rahnejat, and S. Howell-Smith, “Influence of advanced cylinder coatings on vehicular fuel economy and emissions in piston

compression ring conjunction,” *Applied Energy*, vol. 259, p. 114129, 2020. [Online]. Available:

<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.114129>

- [10] E. A. Llanes Cedeño, J. C. Rocha-Hoyos, D. B. Peralta Zurita, and J. C. Leguísamo Milla, “Evaluación de emisiones de gases en un vehículo liviano a gasolina en condiciones de altura. Caso de estudio Quito, Ecuador,” *Enfoque UTE*, vol. 9, pp. 149–158, 06 2018. [Online]. Available:

<https://doi.org/10.29019/enfoqueute.v9n2.201>

- [11] E. Castillo Rivera, L. Mora Díaz, E. Gutiérrez Gualotuña, O. Martínez Valdez, P. Tafur Escanta, A. Soria Amancha, A. Villavicencio Poveda, G. Torres Rodríguez, and R. Baldeón López, “Análisis, estudio y modelamiento matemático para la caracterización energética de las gasolinas comerciales en función de los parámetros de calidad referentes a las normas ASTM,” *Aporte Santiaguino*, no. 1, pp. 122–137, 2019. [Online]. Available: <https://doi.org/10.32911/as.2019.v12.n1.612>

- [12] M. A. William Fernando, C. P. Galarza Valarezo, and A. López Hidalgo, “Evaluación del consumo específico de combustible y emisiones de gases de escape, con el uso del combustible Eco-país en un motor de combustión interna alternativo,” Master’s thesis, Universidad del Azuay – Facultad de Ciencia y Tecnología – Escuela de Ingeniería en Mecánica Automotriz, 2017. [Online]. Available: <https://bit.ly/3kB8dd5>

- [13] M. Mofijur, M. G. Rasul, J. Hyde, and M. M. K. Bhuyia, “Role of Biofuels on IC Engines Emission Reduction,” *Energy Procedia*, vol. 75, pp. 886–892, 2015, clean, Efficient and Affordable Energy for a Sustainable Future: The 7th International Conference

on Applied Energy (ICAE2015). [Online]. Available:  
<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.07.211>

- [14] Q. Wang, W. Sun, L. Guo, L. Fan, P. Cheng, H. Zhang, and Y. Sun, “Effects of EGR and combustion phasing on the combustion and emission characteristic of direct-injection CI engine fueled with n-butanol/diesel blends,” *Energy Procedia*, vol. 160, pp. 364–371, 2019, 2nd International Conference on Energy and Power, ICEP2018, 13–15 December 2018, Sydney, Australia. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.02.169>
- [15] X. Wang, B. gang Sun, and Q. he Luo, “Energy and exergy analysis of a turbocharged hydrogen internal combustion engine,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 44, no. 11, pp. 5551–5563, 2019, the 6th International Conference on Energy, Engineering and Environmental Engineering. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.10.047>
- [16] R. Morgan, G. Dong, A. Panesar, and M. Heikal, “A comparative study between a rankine cycle and a novel intra-cycle based waste heat recovery concepts applied to an internal combustion engine,” *Applied Energy*, vol. 174, pp. 108–117, 2016. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.04.026>
- [17] M. Razmara, M. Bidarvatan, M. Shahbakhti, and R. D. Robinett, “Optimal exergy-based control of internal combustion engines,” *Applied Energy*, vol. 183, pp. 1389–1403, 2016. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.09.058>
- [18] K. Venkata Sundar Rao, S. N. Kurbet, and V. V. Kuppast, “A review on performance of the IC engine using alternative fuels,” *Materials Today: Proceedings*, vol. 5, no. 1, Part

- 1, pp. 1989–1996, 2018, international Conference on Processing of Materials, Minerals and Energy (July 29th – 30th) 2016, Ongole, Andhra Pradesh, India. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.11.303>
- [19] E. A. Llanes-Cedeño, J. B. Carguachi-Caizatoa, and J. C. Rocha-Hoyos, “Evaluación energética y exergética en un motor de combustión interna ciclo Otto de 1.6 L,” *Enfoque UTE*, vol. 9, pp. 221–232, 12 2018. [Online]. Available: <https://doi.org/10.29019/enfoqueute.v9n4.365>
- [20] P. Sun, Z. Liu, X. Yu, C. Yao, Z. Guo, and S. Yang, “Experimental study on heat and exergy balance of a dual-fuel combined injection engine with hydrogen and gasoline,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 44, no. 39, pp. 22301–22315, 2019. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.06.149>
- [21] C. A. Romero Piedrahita, “Contribución al conocimiento del comportamiento térmico y la gestión térmica de los motores de combustión interna alternativos,” Ph.D. dissertation, Universitat Politècnica de València, 2009. [Online]. Available: <https://doi.org/10.4995/Thesis/10251/4923>
- [22] R. Hernandez Sampieri, *Metodología de la investigación: las rutas cuantitativa, cualitativa y mixta*. McGraw-Hill Interamericana, 2018. [Online]. Available: <https://bit.ly/2O8xoHE>
- [23] J. C. Rocha-Hoyos, L. E. Tipanluisa, V. D. Zambrano, and A. A. Portilla, “Estudio de un motor a gasolina en condiciones de altura con mezclas de aditivo orgánico en el combustible,” *Información tecnológica*, vol. 29, pp. 325–334, 10 2018. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.4067/S0718-07642018000500325>

- [24] Q. he Luo and B. gang Sun, “Experiments on the effect of engine speed, load, equivalence ratio, spark timing and coolant temperature on the energy balance of a turbocharged hydrogen engine,” *Energy Conversion and Management*, vol. 162, pp. 1–12, 2018. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.12.051>
- [25] M. Krishnamoorthi and R. Malayalamurthi, “Availability analysis, performance, combustion and emission behavior of bael oil - diesel diethyl ether blends in a variable compression ratio diesel engine,” *Renewable Energy*, vol. 119, pp. 235–252, 2018. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.12.015>
- [26] V. Karthickeyan, “Effect of combustion chamber bowl geometry modification on engine performance, combustion and emission characteristics of biodiesel fuelled diesel engine with its energy and exergy analysis,” *Energy*, vol. 176, pp. 830–852, 2019. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.04.012>
- [27] C. H. Rufino, A. J. T. B. de Lima, A. P. Mattos, F. U. M. Allah, J. L. L. Bernal, J. V. Ferreira, and W. L. R. Gallo, “Exergetic analysis of a spark ignition engine fuelled with ethanol,” *Energy Conversion and Management*, vol. 192, pp. 20–29, 2019. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.04.035>
- [28] INEN, “Vehículos automotores. Bus urbano. Requisitos, NTE INEN 2 205:2010,” Instituto Ecuatoriano de Normalización, Norma Técnica Ecuatoriana, Tech. Rep., 2010. [Online]. Available: <https://bit.ly/3bPTIU1>
- [29] V. Kolanjiappan, “Reduction of amine and biological antioxidants on NOx emissions powered by mango seed biodiesel,” *Revista Facultad de Ingeniería Universidad de*

*Antioquia*, no. 84, pp. 46–54, Sep. 2017. [Online]. Available:  
<http://doi.org/10.17533/udea.redin.n84a06>

[30] Y. Guardia-Puebla, J. Márquez-Delgado, V. Sánchez-Girón, E. A. Llanes-Cedeño, J. C. Rocha-Hoyos, and D. B. Peralta-Zurita, “Mejoras a la asignatura diseño estadístico de experimentos para estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica,” *Revista Espacios*, vol. 39, no. 30, 2018.

[Online]. Available: <https://bit.ly/3b5M5UK>

[31] A. Guzmán, E. Cueva, A. Peralvo, M. Revelo, and A. Armas, “Estudio del rendimiento dinámico de un motor Otto utilizando mezclas de dos tipos de gasolinas Extra y Súper,” *Enfoque UTE*, vol. 9, pp. 208–220, 12 2018. [Online]. Available:

<https://doi.org/10.29019/enfoqueute.v9n4.335>

[32] A. I. Quimbita Panchi and E. X. Guallichico Suntasig, “Determinación del potencial energético y mecánico del motor Mazda F2 al utilizar los tipos de gasolina comercial empleados en el Ecuador,” Master’s thesis, Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE, 2017. [Online].

Available: <https://bit.ly/3kCcddd>

[33] E. V. Torres González, R. Lugo Leyte, H. D. Lugo Méndez, L. E. Méndez Cruz, J. A. González Andrade, and I. E. Hernández Mora, “Evaluación del desempeño de un motor de gasolina mediante el análisis energético y exergético,” in *Memorias del XXXVII Encuentro Nacional de la AMIDIQ, Jalisco, México*, 2016, pp. 49–54. [Online].

Available:

<https://bit.ly/2NU95NV>

- [34] O. Rosendo Llerena, “Análisis energético, exergético y económico de un sistema de cogeneración: Caso para una planta azucarera de San Pablo,” *INGENIUS*, no. 19, pp. 29–39, 2018. [Online]. Available: <https://doi.org/10.17163/ings.n19.2018.03>
- [35] A. Erazo, M. Ribeiro Batista, C. E. Tuna, C. L. Vorobieff, and J. Silveira, “Análisis energético, exergético y ecológico aplicado en un motor de combustión interna de pequeño porte accionado con biogas,” in *XI Latin-American Congress on Electricity Generation and Transmission*, 2015.  
[Online]. Available: <https://bit.ly/3r6qMs0>

**Anexo 2** Carlos José Santillán Mariño, J. M. (2019). EVALUACIÓN DEL COEFICIENTE DE FRICCIÓN Y CARGA DE GRIPADO.

EVALUACIÓN DEL COEFICIENTE DE FRICCIÓN Y CARGA DE GRIPADO

## EVALUATION OF THE FRICTION COEFFICIENT AND GRIPPING LOAD

---

**Carlos José Santillán Mariño**

Ingeniero Mecánico, Máster en Ciencias Mención Diseño Mecánico, Docente Facultad de Mecánica. ESPOCH, Riobamba, Ecuador. E-mail: [csantillan\\_m@esepoch.edu.ec](mailto:csantillan_m@esepoch.edu.ec)

**Jhonny Marcelo Orozco Ramos** Ingeniero Mecánico, Magister en Diseño, Producción y Automatización Industrial. Facultad de Mecánica. Grupo de Investigación de nuevas tecnologías. ESPOCH, Riobamba. Ecuador.

E-mail: [ingjmorozco@gmail.com](mailto:ingjmorozco@gmail.com)

**Ernesto Ramiro Santillán Mariño**

Ingeniero Mecánico, Magíster en Diseño, Producción y Automatización Industrial. ESPE, Latacunga, Ecuador.

E-mail: [ernsanti96@gmail.com](mailto:ernsanti96@gmail.com)

**Eduardo Francisco García Cabezas**

Ingeniero en Control y redes Industriales, Magister en Sistemas de control y Automatización Industrial.

Facultad de Mecánica. ESPOCH, Riobamba. Ecuador.

E-mail: [edugarcia\\_87@hotmail.com](mailto:edugarcia_87@hotmail.com)

**Recepción:** 20/02/2019 **Aceptación:** 10/09/2019 **Publicación:** 13/09/2019

### Citación sugerida:

Santillán Mariño, C. J., Orozco Ramos, J. M., Santillán Mariño, E. R. y García Cabezas, E. F. (2019). Evaluación del coeficiente de fricción y carga de gripado. *3C Tecnología. Glosas de innovación aplicadas a la pyme*, 8(3), 68-83. doi: <http://dx.doi.org/10.17993/3ctecno/2019.v8n3e31.68-83>

## RESUMEN

En la teoría de lubricación se determinan un conjunto de ecuaciones empíricas para la determinación del coeficiente de fricción a diferentes regímenes de lubricación, sin embargo, no se cuenta con ecuaciones para determinar dicho coeficiente a condiciones límites de funcionamiento de un par de contacto; es por tanto, objetivo de esta investigación experimental elaborar las pruebas que permitan determinar como la temperatura, la distribución de presiones, la velocidad de rodadura y de deslizamiento, que aseguren un régimen de lubricación no fluido (mixto, límite), además de la dureza y acabado superficial; influyen en el valor del coeficiente de fricción así como en el régimen de lubricación, resultados presentados mediante la ecuación de Dowson – Higginson para contacto lineal se determina el espesor de película lubricante y considerando los valores de radio de asperezas de las probetas se establece que el conjunto de pruebas se realizó en un régimen Mixto – EHD en las probetas de dureza baja y en las probetas de mayor dureza en un régimen Mixto.

## PALABRAS CLAVE

Régimen de lubricación, Gripado, Coeficiente de fricción, Distribución de presiones, Diseño de experimentos.

## ABSTRACT

*In the theory of lubrication, a set of empirical equations for the determination of the coefficient of friction at different lubrication regimes are determined, however, there are no equations to determine this coefficient at the operating limits of a contact torque; It is therefore the objective of this experimental research to develop the tests that allow determining the temperature, the pressure distribution, the rolling speed and the sliding speed, which ensure a non-fluid lubrication regime (mixed, limit), in addition to the hardness and surface finish; influence the value of the coefficient of friction as well as the lubrication regime, results presented by the Dowson - Higginson equation for linear contact, the thickness of the lubricating film is determined and considering the values of the radius of asperities of the specimens, it is established that the set of tests was carried out in a Mixed-EHD regime in the low hardness specimens and in the higher hardness specimens in a Mixed regime.*

## KEY WORDS

*Lubrication rate, Seizure, Coefficient of friction, Pressure distribution, Design of experiments.*

# INTRODUCCIÓN

Un preciso conocimiento de las condiciones de lubricación y el espesor de película mínimo de lubricantes considerado como un importante criterio de diseño en sistemas de transmisión, en especial del tipo engranes (Muraki, Matsuoka, y Kimura, 1989). Este trabajo realiza un estudio de la durabilidad en superficies de contacto usando criterios para el control de gripado, descostrado, deformación plástica, entre los principales. Criterios relacionados a la carga de contacto local, fricción, velocidad de deslizamiento y rodadura, espesor de película lubricante, temperatura de contacto, acabado y dureza superficiales son revisados y considerados o atribuibles como las principales variables en la mayoría de los componentes de fallo en servicio y atribuidos a efectos superficiales iniciales, que pueden ser evitados o retardados por la incorporación de principios tribológicos dentro del diseño ingenieril.

Este trabajo realiza un estudio de la durabilidad en superficies de contacto usando criterios para el control de gripado, descostrado, deformación plástica, entre los principales.

El coeficiente de fricción es un factor que influye considerablemente en los diferentes tipos de fallo y por ende su alta incidencia en la eficiencia de pares de contacto. En las bibliografías relacionadas a la temática tribológica, analiza los regímenes de lubricación elasto hidrodinámica (EHD), mixto o límite, (Smeeth y Spikes, 1995) ofertando ecuaciones obtenidas para condiciones de velocidades medias y altas y con superficies de contacto considerado de alta dureza; sin embargo, en la práctica industrial existen sistemas de transmisión cerrados que son caracterizados por bajas velocidades, altas fuerzas de contacto y durezas superficiales relativamente bajas, aspectos no apreciados frecuentemente en la bibliografía especializada, por tanto, evaluar de forma experimental teorías empíricas del comportamiento tribológico de un sistema de pares de contacto permitirá proponer métodos de prevención que eviten o retarden el surgimiento de daños superficiales (Suh, 1986).

Es por tanto importante, proponer metodologías y obtener ecuaciones empíricas que permitan determinar

el coeficiente de fricción en condiciones de bajas velocidades, lubricación semiseca y altas cargas de contacto; (Hamrock y Dowson, 1984), para lograr este objetivo, se contempla la aplicación de un estudio experimental que permite presentar ecuaciones de regresión para condiciones límites de diferentes variables y su proyección al comportamiento no lineal tribológico.

## DESARROLLO

### INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

El equipo empleado es un tribómetro Amsler A 135 que permite realizar ensayos de desgaste; los discos de pruebas son preparados en tamaños que oscilan entre los 30 y 50 mm de diámetro y alrededor de 10mm de espesor. Los discos son fijados en los extremos de dos ejes de forma que puedan tener contacto uno contra otro. La fuerza radial empleada se regula en un rango entre los 20 y 200 Kg, carga que puede ser leída en una escala, la velocidad de rotación y la dirección de rotación son contrarias en los discos; para discos del mismo diámetro la relación de deslizamiento es del 10%, la velocidad de operación baja es de 200 rpm y el alta es de 400 rpm. Entre el motor y el eje de la probeta de baja velocidad existe un dinamómetro el cual indica el torque de fricción transmitido, se emplea momentos friccionales de 10, 50, 100, 150 Kgf cm.

El equipo empleado es un tribómetro Amsler A 135 que permite realizar ensayos de desgaste; los discos de pruebas son preparados en tamaños que oscilan entre los 30 y 50 mm de diámetro y alrededor de 10 mm de espesor.

### MATERIALES Y GEOMETRÍA DE LAS PROBETAS

Las características de las probetas empleadas para la realización de las pruebas, se presenta en la Tabla 1, donde se especifica materiales, dureza superficial, tratamiento superficial y otros.

**Tabla 1.** Resumen de Materiales y Geometría de las Probetas.

CARACTERÍSTICAS	CILINDRO TIPO 1	CILINDRO TIPO 2
Diámetro exterior (m)	0.0429	0.05
Material	SAE 1018	SAE 1040 (Endurecido)
Dureza Superficial (HB)	164	416
Rugosidad ( $\mu\text{m}$ )	0.12	0.42

**Fuente:** elaboración propia.

El lubricante utilizado para todas las pruebas es un aceite SAE EP 90.

## PLAN DEL EXPERIMENTO

1. Determinación de la carga de gripado a partir de la ecuación de Block (Bhusman, 1984).
2. Diseño de experimentos
3. Determinación del coeficiente de fricción experimental
4. Análisis de regresión a los resultados obtenidos en las diferentes pruebas.

## DISEÑO DE EXPERIMENTOS

Un diseño de experimentos cuidadosamente seleccionado (Montgomery, 1997), considera un conjunto de variables que se agrupan en parámetros operacionales como son: tipo de movimiento, carga, velocidad, temperatura y duración del ensayo y de los parámetros estructurales relacionados con el aceite lubricante y el medio circundante donde se realiza la prueba. Estas variables tienen relación con las características tribológicas a obtener como son la fuerza de fricción, el coeficiente de fricción, variación de la temperatura, desgaste y condiciones de contacto (Artes y Pedrero, 1994) que permiten obtener una

relación de dependencia de la fricción en función de los parámetros operacionales y de operación.

Un diseño de experimentos cuidadosamente seleccionado (Montgomery, 1997), considera un conjunto de variables que se agrupan en parámetros operacionales como son: tipo de movimiento, carga, velocidad, temperatura y duración del ensayo y de los parámetros estructurales relacionados con el aceite lubricante y el medio circundante donde se realiza la prueba.

## APROXIMACIÓN SIMPLE FACTORIAL

**CASO 1:** Para probetas tipo 1, de dureza superficial 164 HB, se realizó tres replicas en función de la matriz de experimentos presentado en la Tabla 2.

**Tabla 2.** Matriz dos factoriales de experimento y variables de análisis.

No. Réplica	$X_1$ ( $\sigma_H$ )	$X_2$ ( $V_d$ )	$Y_1$ ( $v$ )	$Y_2$ ( $f$ )
1	+	+		
	-	+		
	+	-		
	-	-		

**Fuente:** elaboración propia.

Considerando la matriz de experimentos, sus resultados de acuerdo con las variables experimentales se presentan en la Tabla 3.

**Tabla 3.** Resultados de las pruebas para caso de evaluación 1.

<b>Réplica</b>	<b><math>\sigma_H</math> (Mpa)</b>	<b><math>V_d</math> (m/s)</b>	<b><math>T</math> (°C)</b>	<b><math>v</math> (N – s/m<sup>2</sup>)</b>	<b><math>f</math></b>
<b>1</b>	413.65	0.08	26.2	0.5457	0.06410
	226.57	0.08	23.2	0.7671	0.06313
	413.65	0.04	24	0.6976	0.06847
	226.57	0.04	20.5	1.0847	0.06119
<b>2</b>	413.65	0.08	25.4	0.5952	0.05857
	226.57	0.08	22	0.8901	0.05827
	413.65	0.04	23	0.7859	0.06935
	226.57	0.04	23	0.7859	0.07770
<b>3</b>	413.65	0.08	26.4	0.5342	0.05973
	226.57	0.08	23	0.7859	0.05925
	413.65	0.04	21.5	0.9493	0.07022
	226.57	0.04	20.3	1.1149	0.06799

**Fuente:** elaboración propia.

**CASO 2:** Para las probetas endurecidas de tipo 2, dureza superficial 416 HB, 3 réplicas, considerándose la respectiva matriz de experimentos y variables a evaluarse se presenta en la Tabla 4.

**Tabla 4.** Matriz de experimentos Caso 2.

No. Réplica	$X_1$ ( $\sigma_H$ )	$X_2$ ( $V_d$ )	$X_3$ (HB)	$Y_1$ ( $v$ )	$Y_2$ ( $f$ )
1	+	+	+		
	-	+	+		
	+	-	-		
	-	-	-		
	+	+	-		
	-	+	-		
	+	-	+		
	-	-	+		

**Fuente:** elaboración propia.

Resultados experimentales obtenidos, cuantificando las variables de análisis para el caso 2, se presenta en la Tabla 5.

**Tabla 5.** Resumen de resultados para caso 2.

Réplica	$\sigma_H$ Mpa	$V_d$ (m/s)	HB Kg/mm <sup>2</sup>	$v$ (N - s/m <sup>2</sup> )		
	413.65	0.08	416	26.8	0.5122	0.08304
	226.57	0.08	416	22.5	0.8358	0.06410
	413.65	0.04	164	24	0.6976	0.06847

1	226.57	0.04	164	20.5	1.0847	0.06119
	413.65	0.08	164	26.2	0.5457	0.06410
	226.57	0.08	164	23.2	0.7671	0.06313
	413.65	0.04	416	22.5	0.8358	0.08625
	226.57	0.04	416	20	1.1624	0.08353

Réplica	$\sigma_H$ Mpa	$V_d$ (m/s)	HB Kg/mm <sup>2</sup>		$v$ (N - s/m <sup>2</sup> )	
2	413.65	0.08	416	28	0.4531	0.08013
	226.57	0.08	416	23.5	0.7400	0.06313
	413.65	0.04	164	23	0.7859	0.06935
	226.57	0.04	164	23	0.7859	0.07770
	413.65	0.08	164	25.4	0.5952	0.05857
	226.57	0.08	164	22	0.8901	0.05827
	413.65	0.04	416	24.4	0.6661	0.07576
	226.57	0.04	416	22	0.8901	0.06605
3	413.65	0.08	416	28.5	0.4312	0.07780
	226.57	0.08	416	24.5	0.6585	0.06799
	413.65	0.04	164	21.5	0.9493	0.07022
	226.57	0.04	164	20.3	1.1149	0.06799
	413.65	0.08	164	26.4	0.5342	0.05973
	226.57	0.08	164	23	0.7859	0.05925
	413.65	0.04	416	24.8	0.6364	0.08799
	226.57	0.04	416	23	0.7859	0.07187

Fuente: elaboración propia.

## RESULTADOS OBTENIDOS

- a. A porcentaje de deslizamiento del 10%, la probeta de dureza mínima (164 HB) actúa sin muestra

aparente de agarramiento, en tanto que, con porcentaje de deslizamiento del 20% a carga mínima surge el agarramiento siendo la carga de gripado permisible 20 veces menor a la carga de trabajo. (Hamrock y Dowson , 1998).

- b. La probeta de dureza máxima (416 HB) presenta mejores condiciones de resistencia por parte de los discos, señalándose la existencia de una velocidad crítica de deslizamiento comprendida en el rango del 10 al 20%.
- c. La relación de velocidades de prueba se determinó en un valor del 10%
- d. De los datos experimentales, se obtiene como rango del coeficiente de fricción para las probetas de 164 HB en los valores  $0,058 \div 0,077$ ; en tanto, para las probetas de 416 HB los valores corresponden al rango  $0,066 \div 0,088$  para medidas de temperatura medidas en la zona de contacto entre  $20 \div 36$  °C.

## ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

Las ecuaciones, obtenidas mediante regresión lineal para los casos anteriores se presentan a continuación:

### CASO 1: Probetas de dureza 164 HB

El rango de aplicación de las ecuaciones de regresión para el Caso 1, Probetas de 164 HB, se presenta en la Tabla 6.

**Tabla 6.** Resultados caso 1 del coeficiente de fricción.

Rango	$\sigma_H$ (Mpa)	$V_d$ (m/s)	$v$ (N - s/m <sup>2</sup> )	$f$
Máximo	413.65	0.08	0.5342	0.05827
Mínimo	226.57	0.04	1.1149	0.07770

Fuente: elaboración propia.

A) La primera aproximación del estudio, considerando el comportamiento de las variables de forma independiente se obtiene:

$$f = 0,091326 - 0,000007032 \sigma_H - 0,189678 V_d - 0,018035 v$$

$$R - SQ (adj) = 0,7566$$

B) De forma gráfica el comportamiento de las variables consideradas de forma independiente presenta el siguiente comportamiento:

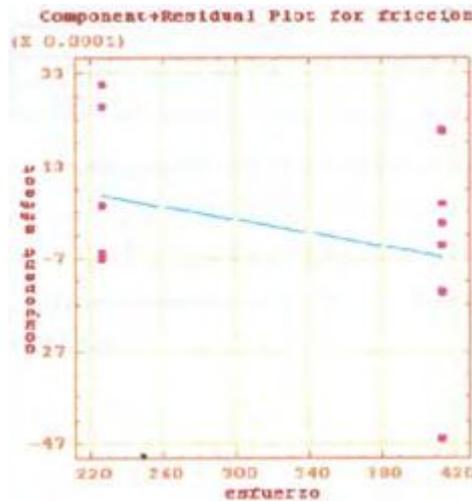


Figura 1. Resultados caso 1 del coeficiente de fricción respecto al esfuerzo. Fuente: elaboración propia.

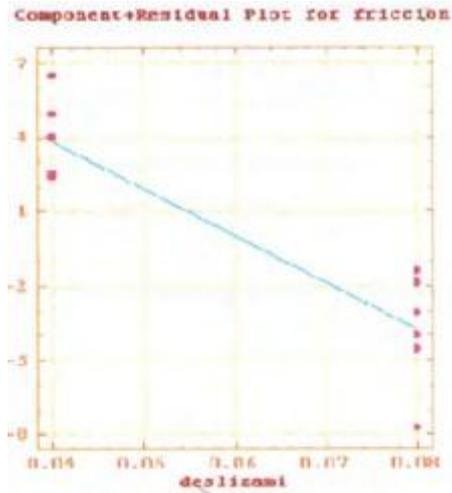


Figura 2. Resultados caso 1 del coeficiente de fricción respecto a la velocidad de deslizamiento. Fuente: elaboración propia.

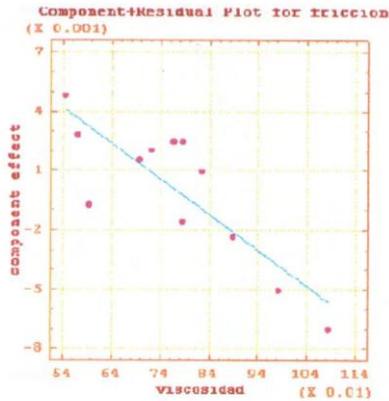


Figura 3. Resultados caso 1 del coeficiente de fricción con respecto a la viscosidad. Fuente: elaboración propia.

C) La ecuación de regresión, considerando las variables con comportamiento dependientes será:

## CASO 2: Probetas de dureza 416 HB

El rango de aplicación de las ecuaciones de regresión para el Caso 2, Probetas de 416 HB, se presenta en la Tabla 7.

**Tabla 7.** Resultados caso 2 del coeficiente de fricción.

Rango	$\sigma_H$ (Mpa)	$V_d$ (m/s)	$v$ (N - s/m <sup>2</sup> )	$f$
Máximo	413,65	0,08	0,4312	0,06313
Mínimo	226,57	0,04	1,1623	0,08799

Fuente: elaboración propia.

A) La primera aproximación del estudio, considerando el comportamiento de las variables de forma independiente se obtiene:

$$f = 0,000079 \sigma_H + 0,115706 V_d + 0,042545 v - 0,003621$$

$$R - SQ (adj) = 0,6941$$

B) La ecuación de regresión, considerando las variables con comportamiento dependientes será:

$$\begin{aligned} f = & 0,360027 - 3,879 V_d - 0,539788 v - 0,0015275 \sigma_H \\ & + 0,002584 \sigma_H v + 0,016995 \sigma_H V_d \\ & + 6,279234 V_d v - 0,02717 \sigma_H v V_d \end{aligned}$$

$$\text{con } R^2 (\text{ajustado}) = 0.8565$$

## CONCLUSIONES

El tipo de régimen de lubricación que se presenta en las pruebas se lo realiza en función del coeficiente de fricción de las pruebas, misma que indica que se presenta en las pruebas un régimen de lubricación límite y mixto.

Mediante la ecuación de Dowson – Higginson para contacto lineal se determina el espesor de película lubricante y considerando los valores de radio de asperezas de las probetas se establece que el conjunto de pruebas se realizó en un régimen Mixto – EHD en las probetas de dureza baja y en las probetas de mayor dureza en un régimen Mixto.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

**Amsler A.** (n.d.). *Wear testing machine for metals, Type A 135*. Schaffhausen, Switzarland.

**Artes M. y Pedrero J. I.** (1994). Computerized graphic method for analysis of gear design. *Mechanism and Machine Theory*, 29(1), 59-71. doi: [https://doi.org/10.1016/0094-114X\(94\)90020-5](https://doi.org/10.1016/0094-114X(94)90020-5)

**Bhusman, B.** (1981). *Friction, wear and lubrication*. Tech. Rep. No. AT81D060, SKF Industries Inc, King of Prussia,

**Hamrock, B. J., y Dowson, D.** (1977). Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts:Part III—Fully Flooded Results. *ASME. Journal of Lubrication Technology*, 99(2), 264–275. doi: <https://doi.org/10.1115/1.3453074>

**Montgomery, D. C.** (2004). *Diseño y análisis de experimentos*. México: Limusa Wiley. Recuperado de: <https://juarezrd.files.wordpress.com/2013/09/disenodeexperimentos-montgomery.pdf>

**Muraki, M., Matsuoka T., y Kimura, Y.** (1989). Influence of temperature rise on non Newtonian behavior of fluids in EHD conditions. In *Proceedings of the Fifth International Congress on Tribology, Espoo, Finland, Vol. 4*, 226-231.

**Smeeth, M. y Spikes H.A.** (1995). The influence of slide roll ratio on the film thickness of an EHD contact operating within the mixed lubrication regime. In *Twenty-seconds Leeds – Lyon Symposium on Tribology, The Third Body Concept, Lyon – France, 5-8 September 1995*.

**Suh N.P.** (1986). *Tribophysics*. Prentice Hall.

**Anexo 3.** Jose Taha-Tijerina, F. C.-P.-G. (2018). Nanoparticles of Zn and ZnO as extreme pressure (EP) additives for lubricants.



Original

## Nanoparticles of Zn and ZnO as extreme pressure (EP) additives for lubricants

Jose Taha-Tijerina <sup>a,\*</sup>, Flavio Castillo <sup>a</sup>, Javier Leal <sup>a</sup>, Laura Peña-Parás <sup>a</sup>, Demófilo Maldonado-Cortés <sup>a</sup>, Celso Cruz <sup>b</sup>, Gerardo Garza-García <sup>a</sup>, and Patricio García <sup>a</sup>

<sup>a</sup>Departamento de Ingeniería, Universidad de Monterrey, Av. Ignacio Morones Prieto 4500 Pte., San Pedro Garza García, 66238, Mexico

<sup>b</sup> Dynamical System Department, Centro de Ingeniería y Desarrollo Industrial, Querétaro, 76125, México

---

**Abstract:** The tribological behavior of moving components and tooling in the automotive industry is a critical issue for improving tool life and increasing efficiency. This work discusses the effects of Zn and ZnO nanoparticle additives homogeneously dispersed within a metal-forming synthetic fluid at various filler fractions: 0.01, 0.05 and 0.10wt.%. Nanolubricants were evaluated under scuffing conditions at extreme pressures (EP) conditions using a four-ball tribotester in order to obtain the load-carrying capacity (poz) behavior, and overall tribological characteristics. This method has shown, with great precision, the influence of the nanofillers on the EP behavior of conventional lubricants. Worn surfaces were characterized through Scanning Electron Microscopy (SEM), Energy Dispersive Spectroscopy (EDS) to determine the tribological mechanisms of nanoparticles. An Alicona 3D surface measuring system was used for measuring the surface roughness of the wear scars. Both nanoparticles exhibited better friction-reducing and anti-wear properties compared to the base synthetic fluid. For Zn-based nanolubricants, an enhancement of ~180% in poz was obtained with 0.10wt.%, showing the effect of the spherical nanostructures that were tribosintered onto the surface due to the EPs of the test. Furthermore, the highest enhancement in poz (up to 250%) was achieved with incorporation of 0.10wt.% of ZnO demonstrating the potential of nanolubricants for improving the efficiency of mechanical components.

*Keywords:* Extreme pressure, tribology, lubricants, nanoparticles

---

### 1. INTRODUCTION

Metal-mechanic industry deals daily with issues concerning tooling and components in constant contact, friction and wear and the effects of high temperatures and loading pressures; particularly in deep-drawing processes

(Vallavi, Subramanian, Das, & Nachimuthu, 2017). Metal-forming fluids provide reduction in friction and wear among components under extreme pressure (EP) conditions, as well as serving as cooling media. (Canter, 2009) With aid of proper lubrication and components design, manufacturing processes have been improved under extreme working conditions.

Lubricant properties and materials performance have been widely studied, and nowadays through Nanotechnology, next generation greases and lubricants have

---

\* Corresponding author.

E-mail address: jose.taha@udem.edu (Jose Taha-Tijerina).

been able to excel the required working conditions; reducing friction and wear. (Chou & Lee, 2010; Dai, Kheireddin, Gao, & Liang, 2016; Demas, Timofceva, Routbort, & Fenske, 2012; Ettefaghi, Ahmadi, Rashidi, Mohtasebi, & Alaei, 2013; Hernández Battez et al., 2008; Peña-Parás et al., 2015; Laura Peña-Parás et al., 2014; Ran, Yu, & Zou, 2016; Sayuti, Sarhan, & Salem, 2014; Younes, Christensen, Groven, Hong, & Smith, 2016; Zhang, Simionesie, & Schaschke, 2014).

Several types of nanoparticle additives such as nitrides, oxides, and sulfides have shown to improve the load-carrying capacity of conventional metal-forming lubricants. (Alves, Barros, Trajano, Ribeiro, & Moura, 2013; Choi & Jung, 2012; Laura Peña-Parás et al., 2016; Laura Peña-Parás, Taha-Tijerina, Maldonado-Cortés, et al., 2017; Laura Peña-Parás, Taha-Tijerina, García-Pineda, Maldonado-Cortés, & Garza, 2017; Thakre & Thakur, 2015) Nanolubricants are prepared by homogeneously dispersing nanoparticles within conventional lubricants. A mechanism commonly present in nanolubricants states that nanoparticles penetrate in the contact areas, and are deposited on surfaces due their small or similar size as the surface roughness. (Mishina et al., 1993; Taha-Tijerina et al., 2013; Jaime Taha-Tijerina, Laura Peña-Parás, Maldonado, & Cortés, 2016) According to this, friction and wear behavior exhibit different tendencies depending on the nanoparticle used, based in 3 aspects: 1) *morphology*: nanoparticle shape that allows free movement among gaps in the oil film.; 2) *size*: larger nanoparticle sizes limit their movements and their ability to be paced in the gaps of the lubricant film; 3) *hardness*: harder material suffer lower wear and friction.

In recent years, tribology has evolved and with the nanomaterials and additives incursion, novel and more efficient nanolubricant fluids have been developed. Many researchers have investigated the relationship among lubricants and nanoparticles, and it has been established that this interactions could represent the difference between conventional fluids and nanofluids with improved tribological performance. (Choi & Jung, 2012; Gao et al., 2012; Peña-Parás et al., 2015; Laura Peña-Parás et al., 2014; Taha-Tijerina et al., 2013). These nanolubricants possess superb characteristics, such as improvements on thermal dissipation, anti-wear and friction reduction properties and EP performance. (Angayarkanni & Philip, 2015; Choi, 2009; Dharmalingam, Sivagnanaprabhu, Senthil Kumar, & Thirumalai, 2014; Jiang et al., 2015;

Sharma, Tiwari, & Dixit, 2016; Sun, Zhou, Zhang, & Dang, 2004; Taha-tijerina, Narayanan, Avali, & Ajayan, 2012; Jaime Taha-Tijerina, Sakhavand, Kochandra, Ajayan Pulickel, & Shahsavari, 2017; Tang & Li, 2014). In recent years, the application of nanolubricants in tribological applications has received significative attention to reduce friction and wear, (Hernandez Battez et al., 2006; Hernández Battez et al., 2008, 2010, Laura Peña-Parás et al., 2014, 2016; Taha-Tijerina et al., 2013) also preventing temperature rise during loading and reduction of shear stress; (Chou & Lee, 2008) which mainly depends upon the size, (Beck, Yuan, Warriar, & Teja, 2009; Chopkar, Das, & Manna, 2006; Gu, Li, Gu, & Zhu, 2008; Kim, Choi, & Kim, 2007; Lou, Zhang, & Wang, 2015) and shape of nanoparticles, (Elias et al., 2013; Kalin, Kogovšek, & Remškar, 2012; Nesappan, Palanisamy, & Chandran, 2014; Qi, Jia, Yang, & Fan, 2011; Wan, Jin, Sun, & Ding, 2015; Zeinali Heris, Razbani, Estellé, & Mahian, 2014) viscosity, (Chou & Lee, 2008; Elias et al., 2013; Gulzar et al., 2016; Havet, Blouet, Robbe Valloire, Brasseur, & Slomka, 2001; Lee et al., 2009; McCants, Ali, & Khan, 2009; Nabeel Rashin & Hemalatha, 2013; Syam Sundar, Singh, & Sousa, 2013; Taha-Tijerina et al., 2014; Jaime Taha-Tijerina et al., 2012; Wan et al., 2015; Zeinali Heris et al., 2014) filler fraction, (Peña-Parás et al., 2015; Laura Peña-Parás et al., 2014, 2015, 2016; Ran et al., 2016) temperature, additives or surfactants usage, (Gara & Zou, 2013; Hernandez Battez et al., 2006; Hernández Battez et al., 2008; Wu et al., 2016) and the defects on the rubbing surfaces. (Antusch et al., 2010; Luo, Wei, Zhao, Cai, & Zheng, 2014; Peng, Kang, Chen, Shu, & Chang, 2010).

For instance, in order to minimize wear, Caixiang et al. dispersed nanoparticles within lubricating oil and observed they deposited at the rubbing surfaces, which were “welded” and reacted to form a tribo-sintered layer. (Gu et al., 2008) It has been also found that nanoparticles suspension increases the load-carrying capacity and decreases the coefficient of friction of the lubricating oil, (Hu, Dong, Chen, & He, 2000; Hu et al., 2002) reducing the contact pressure on the rubbing surfaces. (Padgurskas, Rukuiza, Prosyčėvas, & Kreivaitis, 2013). Also, Chinas-Castillo et al. investigated the phenomenon of nanoparticles behavior within lubricating oils. In their study, it was reported that dispersed nanoparticles can penetrate and strengthen the rubbing contacts by mechanical entrapment. (Chiñas-Castillo & Spikes, 2003). Furthermore, it has been found that the scuffing resistance

and frictional power of lubricating oil is enhanced when it is dispersed with 3.0vol.% of nanodiamond structures. (Chu, Hsu, & Lin, 2010).

Nanoparticles based on oxides have shown significant improvements in the tribological properties of nanolubricants. For instance, CuO nanoparticles (<50nm) added (at 0.01wt.%) to a metal-cutting lubricant fluid demonstrated a reduction on the wear scar diameter (WSD) and the coefficient of friction (COF) by 86% and 7%, respectively, in comparison to the base fluid. (Laura Peña-Parás et al., 2014) Similarly, Alves, et al. (Alves, Mello, Faria, & Camargo, 2016) studied CuO nanoparticles as EP additives in a PAO oil, obtaining reductions in friction and wear properties under boundary conditions.

Hernandez-Battez et al. studied ZnO nanoparticles (20nm) dispersed within poly-alpha-olefin (PAO6) lubricant using a four-ball tribotester. The effect of ZnO nanostructures was not significant as an anti-wear agent under certain conditions, however, in EP conditions from the initial seizure load, a decrease in wear was achieved., due to reduction in metal-metal contact (Hernandez Battez et al., 2006) Ran et al. worked on 60SN oil reinforced with ZnO nanoparticles (10 – 30nm), it was found that nanolubricants at 0.2wt.% of ZnO with addition of 10wt.% oleic acid (OA) achieved the best friction-reducing and anti-wear properties; mainly due to the contribution of the nanoparticles acting as nanosized bearings. (Ran, Yu, Wang, & Xiao, 2015) On investigations performed by Gara et al., (Gara & Zou, 2013) it was demonstrated that oil-based nanolubricants reinforced with ZnO nanoparticles also reduced friction and wear.

In this work, Zn and ZnO nanoparticles (< 50nm) were homogeneously dispersed within a conventional metal-forming synthetic fluid at various filler fractions (0.01, 0.05 and 0.10wt.%). Tribological investigations were performed with a four-ball tribotester, based on the Polish method for testing lubricants under scuffing conditions, developed by the Institute for Sustainable Technologies — National Research Institute (ITEcPib). It has been demonstrated that this method is very sensitive to the type and concentration of EP additives. (Szczerk & Tuszynski, 2002) The main benefits of this method are the cost-time relation, due to the test duration (18 seconds) more experiments are performed in less time, allowing us to reduce the standard deviation. (Laura Peña-Parás et al., 2014).

## 2. MATERIALS AND METHODS

### 2.1 MATERIALS

The studied nanoparticles were Zn and ZnO (See Table 1), supplied by Sigma-Aldrich. The investigated lubricant is a metal-forming synthetic lubricant fluid (See Table 1), which is a medium viscosity fluid used in metal-forming applications such as stamping, drawing and punching operations; providing a light but effective film to reduce wear in tools. Other advantages are the excellent heat transfer, it reduces fractures and it's completely biodegradable. (Laura Peña-Parás et al., 2014; Ran et al., 2015).

### 2.2 NANOLUBRICANTS PREPARATION

Zn and ZnO nanoparticles (described in Table 1) were homogeneously dispersed within synthetic lubricant at different concentrations: 0.01, 0.05 and 0.10wt.% for each material. Extended water bath sonication (~3–4 h) was first used; the water bath was maintained at room temperature (25 °C) to avoid possible nanoparticles agglomeration. Subsequently, a Metason 120T bath sonicator (output power of 70W) was used, according to a previous study by our group. (Jaime Taha-Tijerina et al., 2012).

### 2.3 TRIBOLOGICAL EVALUATION

Tribological properties of base oil and the nanofluids at various filler fractions were measured using a four-ball tribotester. Using this tribotester, the ITEcPib Polish method for testing lubricants under scuffing conditions (Michalczewski, Piekoszewski, Tuszynski, Szczerk, & Wulczynski, 2011) can be used to determine the friction torque, the maximum applied load, and the temperature of the lubricants; the limiting pressure of seizure ( $p_{oz}$ ) was also evaluated. These evaluations help to identify the EP properties of NFs, namely the time and load when the wear and the loss of film lubricant occur.

The conditions of this test are as follows: an upper ball rotates (See figure 1) in a perpendicular axis with a speed of 500 rpm against three stationary balls covered with ~10mL of lubricant, with a linearly increasing load of 0-7200 N at room temperature (25 °C), over the course of 18 s. The load increases until seizure occurs and the lubricant film is destroyed (at 10 N.m), this load is denoted as  $P_{oz}$ . If a torque of 10 N.m is not reached and

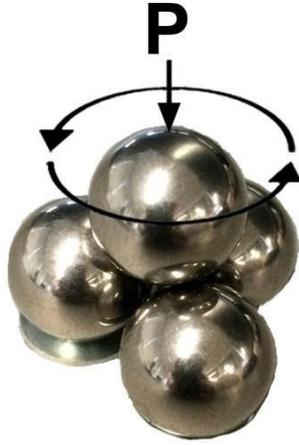


Fig. 1. Four-ball testing setup.

no seizure occurs 7200 N is taken as  $P_{oz}$ . For every test, the limiting pressure of seizure,  $p_{oz}$ , is calculated with the following equation (Eq. 1) (Michalczewski et al., 2011):

$$p_{oz} = 0.52 \left( \frac{P_{oz}}{WSD^2} \right) \quad (1)$$

The WSD is calculated by averaging the wear scar from the three stationary lower-balls, with minimum of 5 tests for each nanofluid, and following the Dixon probabilistic methodology (Dean & Dixon, 1951; Rorabacher, 1991) to generate statistical reliable results. In general, the addition of nanoparticles resulted in a significant decrease on these parameters. (Taha-Tijerina et al., 2013) Furthermore, the greater the  $p_{oz}$  is, the best tribological characteristics the lubricant has.

#### 2.4 WORN SURFACE ANALYSIS

Surface roughness of wear scars of steel balls were characterized with an Alicona IF-EdgeMaster optical 3D

surface measurement system. Energy Dispersive Spectroscopy (EDS) analysis was performed with a JEOL Scanning Electron Microscope (SEM) using 15kV and 10mm working distance. Three specimens were analyzed, finding a variation of 1 – 2% among them, reporting the most representative value.

### 3. RESULTS AND DISCUSSION

Figure 2 shows the friction torque at increasing load over time for Zn and ZnO nanolubricants. It can be observed that the unfilled synthetic lubricant presents seizure before the end of the run, at ~3800N. The addition of both nanoparticles delayed seizure at 0.01wt.%, with loads of ~4500N and ~4800N for Zn and ZnO nanoparticles, respectively. Higher concentrations showed no lubricant seizure, thus a  $P_t$  of 7200N is taken, with the best performance provided by ZnO. This is due to the nanoparticle's higher hardness (4.5 Mohs) compared to Zn (2.5 Mohs) that allows for a higher load-carrying capacity. Pressure loss limit was then calculated considering the WSDs of the three lower balls of each test (Figure 3). A comparison between WSDs is shown for pure lubricant and 0.10wt.% ZnO nanolubricants (see Figure 4).

It is also observed that during the homogeneous dispersion process, a thin tribofilm of ZnO was formed within the fluid and components surfaces. The tribofilm between rubbing surfaces increase the load-carrying capacity of the lubricant.—This effect has been also observed by other authors. (Alves et al., 2016; Chen, Liu, Liu, Gonsel, & Luo, 2015; Peng, Chen, Kang, Chang, & Chang, 2010; Laura Peña-Parás et al., 2014) Chen et al. observed an enhancement on the non-seizure load of liquid paraffin due to the formation of a tribofilm (ultrathin MoS<sub>2</sub> nanoparticles). (Chen et al., 2015) Similarly, SiO<sub>2</sub>

Table 1. Material Characteristics.

<b>Materials</b>		<b>Properties</b>	
<b>Base fluid</b>	<b>Density (15°C)</b>	<b>Kinetic Viscosity (mm<sup>2</sup>/s)</b>	
<b>Synthetic lubricant</b>	1.03 g/cm <sup>3</sup>	2.02 @ 25°C	
<b>Water ratio (1:6)</b>		0.86 @ 80°C	
<b>Nanoparticles</b>	<b>Morphology</b>	<b>Hardness</b>	
<b>Zn</b>	Spherical (□ 50nm)	2.5 Mohs	
<b>ZnO</b>	Spherical (~ 30nm)	4.5 Mohs	
<b>Test Balls</b>	<b>Chemical Composition</b>		
<b>AISI 52100</b>	0.98–1.1% C, 0.15–0.30% Si, 0.25–0.45% Mn, 1.30–1.60% Cr, < 0.025% P, < 0.025% S Diameter: 12.7mm, 60 HRC		

nanoparticles dispersed in liquid paraffin formed a tribofilm between rubbing surfaces increasing the load-carrying capacity of the lubricant. (Peng, Chen, et al., 2010).

Roughness was also measured from the average diameter of the three stationary lower-balls, with an Alicona IF-EdgeMaster optical 3D surface measurement system. Table 2 shows the  $R_a$ : average roughness ( $\mu\text{m}$ ),  $R_q$ : root-mean-square roughness ( $\mu\text{m}$ ), and  $R_z$ : maximum different roughness ( $\mu\text{m}$ ). Here, the initial roughness for the steel balls is 0.280 ( $\mu\text{m}$ ).

In our results high  $R_a$ ,  $R_q$ , and  $R_z$  values are obtained for the worn surfaces due to the EPs of the test; a decrease in these values mean lower metal-metal contact due to the presence of the nanoparticle additives. The worn surface with the synthetic base fluid showed  $R_a$  of 3.42 $\mu\text{m}$ . The nanolubricant containing 0.05wt.% of Zn nanoparticles showed a decrease of 41%, compared to the synthetic fluid. Moreover, the nanolubricant with 0.10wt.% ZnO had the highest decrease in  $R_a$  of 65% due to a tribofilm formation, reducing the contact area between moving surfaces.

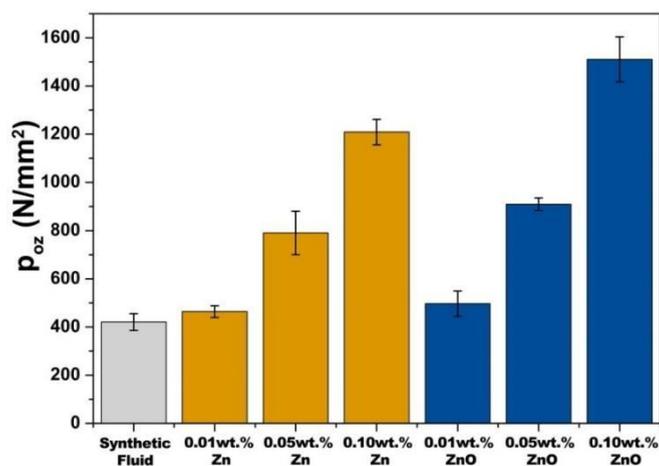


Fig. 3. Average load-carrying capacity ( $p_{02}$ ) for various nanofluids.

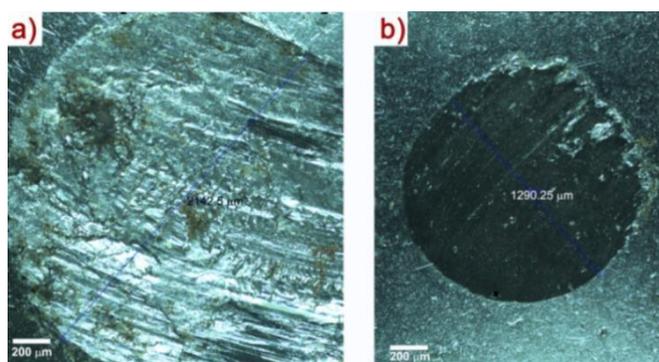


Fig. 4. Images obtained with ALICONA optical 3D surface of a) Pure synthetic fluid and b) 0.10wt.% ZnO-nanolubricant, adhesive wear could be observed, which is evidence of low  $p_{02}$  value.

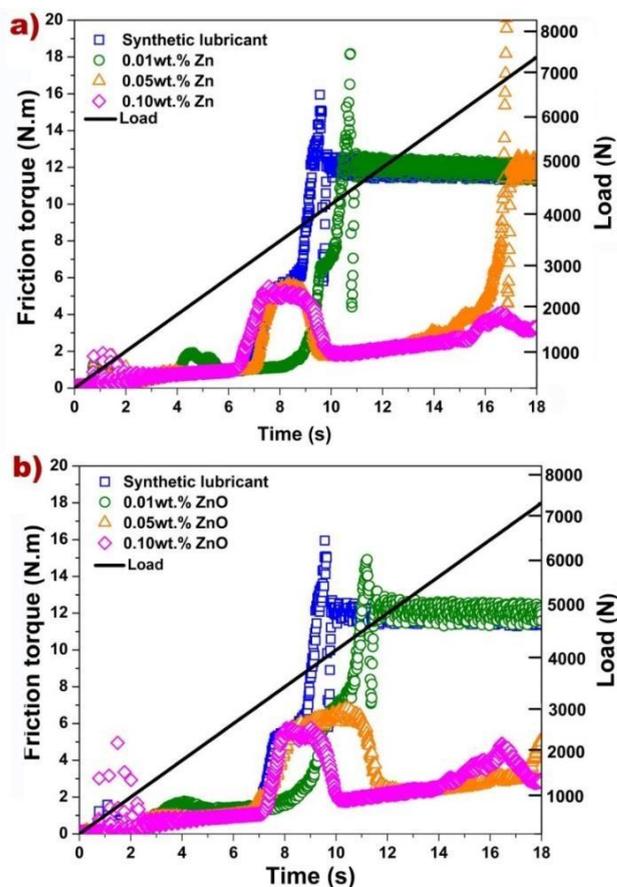


Fig. 2. Friction torque curves at increasing load over time for a) Zn nanolubricants, and b) ZnO nanolubricants.

Figure 5 shows the EDS analysis of steel balls after tribological evaluation. The EDS spectrum and SEM image of a steel ball is presented in Figure 5a as a reference. EDS spectra in Figure 5b and Figure 5c reveal the presence of Zn on the worn surfaces tested with Zn and ZnO nanolubricants. Nanoparticle tribo-sinterization is also evident in the SEM insets for Figure 5b and Figure 5c, which formed a tribofilm. This tribofilm that prevented metal-metal contact between rubbing surfaces explains the increase in tribological and surface roughness properties shown in Figure 2, Figure 3, and Table 2. Additionally, the presence of residual elements like potassium (K) and calcium (Ca) are expected since potassium salicylate and calcium chloride are used as additives within conventional metal-mechanic lubricants (Brinksmeier, Meyer, Huesmann-Cordes, & Herrmann, 2015), US8299007 B2, 2010.

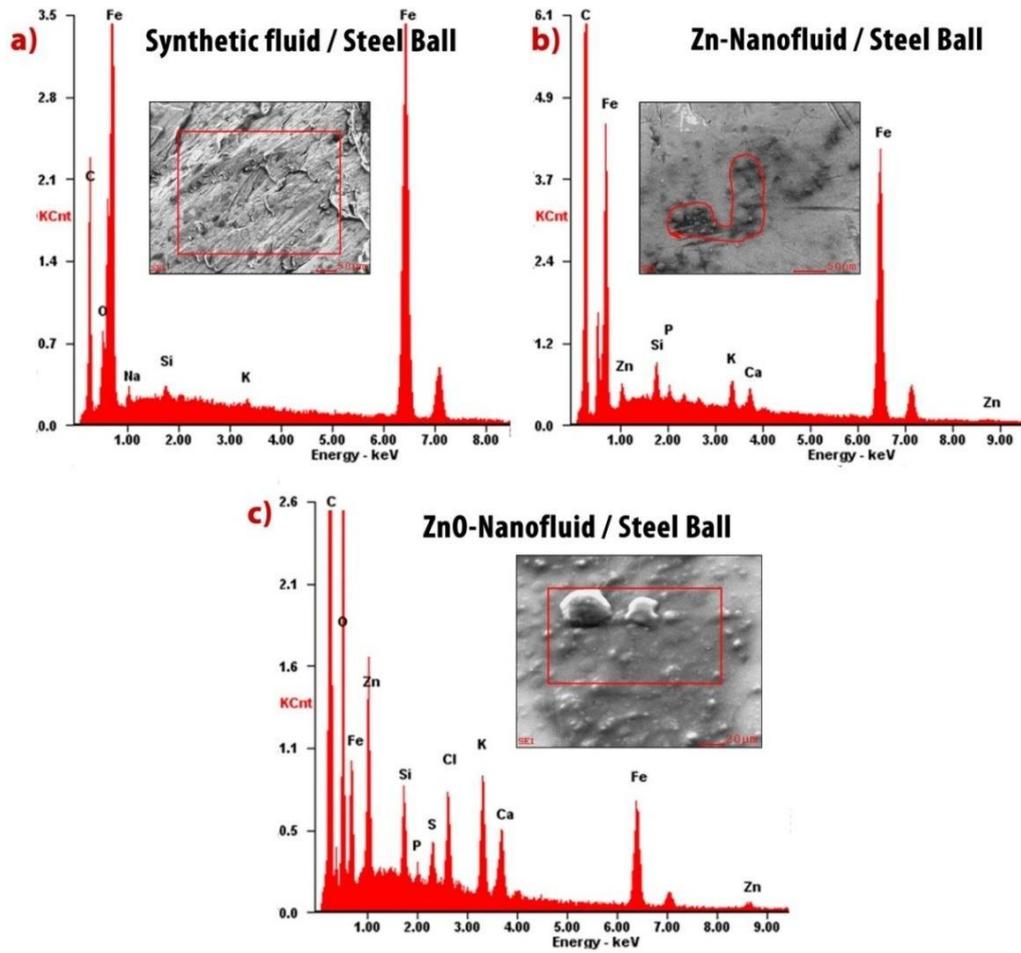


Fig. 5. EDS spectra of worn surfaces: a) synthetic fluid, b) Zn-nanolubricant, and c) ZnO nanolubricant.

	Average roughness, Ra ( m )	Root-mean square roughness, Rq ( m )	Rz ( m )
0.01wt.%Zn nanofluid			
0.05wt.%Zn nanofluid			
Table 2. Roughness measured from the WSD.			
Sample			Maximum different roughness,
0.05wt.%ZnO nanofluid			
0.10wt.%ZnO nanofluid			
Steel ball (Before test)	0.28	0.44	1.98
Synthetic base fluid	3.42	4.73	13.48
	2.32	3.28	11.94
	2.01	2.68	11.23
0.10wt.%Zn nanofluid	2.17	2.93	12.03
0.01wt.%ZnO nanofluid	2.48	3.47	14.67
	2.18	2.99	11.29
	1.21	1.67	6.92

#### 4. CONCLUSIONS

After an evaluation of various concentrations of Zn and ZnO nanoparticles homogeneously dispersed within a conventional synthetic fluid, it can be concluded that these additives provide significant enhancements on EP properties. The highest improvement was shown by the 0.10wt.% ZnO nanofluid, preventing lubricant seizure and with a superb impact in  $p_{oz}$  of up to 250%. It is also worth noting that all the other concentrations of nanoparticles increased tribological properties. These small nanostructures were tribosintered onto the surfaces forming a tribofilm, reducing the contact area, surface roughness, and wear of materials, and potentially be employed as EP lubricant additives for metal-forming processes.

## List of abbreviations:

EP	Extreme pressure
$p_{oz}$	Limiting pressure of seizure
COF	Coefficient of friction
PAO	Poly-alpha-olefin
OA	Oleic acid
ITEcPib	Institute for Sustainable Technologies — National Research Institute
WSD	Wear scar diameter
$R_a$	Average roughness ( $\mu\text{m}$ )
$R_q$	Root-mean-square roughness ( $\mu\text{m}$ )
$R_z$	Maximum different roughness ( $\mu\text{m}$ )
EDS	Energy dispersive spectroscopy

## ACKNOWLEDGMENTS

Authors acknowledge the support from CONACYT, as well as the support from UdeM, and Metalsa for supplying the lubricants and materials.

## CONFLICT OF INTEREST

The authors have no conflicts of interest to declare.

## REFERENCES

- Alves, S. M., Barros, B. S., Trajano, M. F., Ribeiro, K. S. B., & Moura, E. (2013). Tribological behavior of vegetable oil-based lubricants with nanoparticles of oxides in boundary lubrication conditions. *Tribology International*, *65*, 28–36. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2013.03.027>
- Alves, S. M., Mello, V. S., Faria, E. A., & Camargo, A. P. P. (2016). Nanolubricants developed from tiny CuO nanoparticles. *Tribology International*, *100*, 263–271. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.01.050>
- Angayarkanni, S. A., & Philip, J. (2015). Review on thermal properties of nanofluids: Recent developments. *Advances in Colloid and Interface Science*, *225*, 146–176. <https://doi.org/10.1016/j.cis.2015.08.014>
- Antusch, S., Dienwiebel, M., Nold, E., Albers, P., Spicher, U., & Scherge, M. (2010). On the tribochemical action of engine soot. *Wear*, *269*(1–2), 1–12. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2010.02.028>
- Beck, M. P., Yuan, Y., Warriar, P., & Teja, A. S. (2009). The effect of particle size on the thermal conductivity of alumina nanofluids. *Journal of Nanoparticle Research*, *11*(5), 1129–1136. <https://doi.org/10.1007/s11051-008-9500-2>
- Brinksmeier, E., Meyer, D., Huesmann-Cordes, A. G., & Herrmann, C. (2015). Metalworking fluids - Mechanisms and performance. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, *64*(2), 605–628. <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2015.05.003>
- Canter, N. (2009). Challenges in formulating metal-forming fluids. *Tribology & Lubrication Technology*, *65*(3), 56. Retrieved from [http://www.metalworkingfluid.com/mwf/docs/tlt\\_ChallengesMFF.pdf](http://www.metalworkingfluid.com/mwf/docs/tlt_ChallengesMFF.pdf)
- Carey, J. T., Galiano-Roth, A. S., & Dietz, T. G. (2010, October 28). *US8299007 B2*. United States. Retrieved from <https://www.google.com/patents/US8299007>
- Chen, Z., Liu, X., Liu, Y., Gunsell, S., & Luo, J. (2015). Ultrathin MoS<sub>2</sub> Nanosheets with Superior Extreme Pressure Property as Boundary Lubricants. *Scientific Reports*, *5*, 12869. <https://doi.org/10.1038/srep12869>
- Chiñas-Castillo, F., & Spikes, H. A. (2003). Mechanism of Action of Colloidal Solid Dispersions. *Journal of Tribology*, *125*(3), 552–557. <https://doi.org/10.1115/1.1537752>
- Choi, C., & Jung, M. (2012). Extreme pressure properties of multi-component oil-based nanofluids. *Journal of Nanoscience and Nanotechnology*, *12*(4), 3237–41. Retrieved from <http://www.ncbi.nlm.nih.gov/pubmed/22849096>
- Choi, S. U. S. (2009). Nanofluids: From Vision to Reality Through Research. *Journal of Heat Transfer*, *131*(3), 33106. <https://doi.org/10.1115/1.3056479>
- Chopkar, M., Das, P. K., & Manna, I. (2006). Synthesis and characterization of nanofluid for advanced heat transfer applications. *Scripta Materialia*, *55*(6), 549–552. <https://doi.org/10.1016/j.scriptamat.2006.05.030>
- Chou, C.-C., & Lee, S.-H. (2010). Tribological behavior of nanodiamond-dispersed lubricants on carbon steels and aluminum alloy. *Wear*, *269*(11–12), 757–762. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2010.08.001>
- Chou, C. C., & Lee, S. H. (2008). Rheological behavior and tribological performance of a nanodiamond-dispersed lubricant. *Journal of Materials Processing Technology*, *201*(1–3), 542–547. <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2007.11.169>
- Chu, H. Y., Hsu, W. C., & Lin, J. F. (2010). The anti-scuffing performance of diamond nano-particles as an oil additive. *Wear*, *268*(7–8), 960–967. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2009.12.023>
- Dai, W., Kheireddin, B., Gao, H., & Liang, H. (2016). Roles of nanoparticles in oil lubrication. *Tribology International*, *102*, 88–98. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.05.020>

- Dean, R. B., & Dixon, W. J. (1951). Simplified Statistics for Small Numbers of Observations. *Analytical Chemistry*, 23(4), 636–638. <https://doi.org/10.1021/ac60052a025>
- Demas, N. G., Timofeeva, E. V., Routbort, J. L., & Fenske, G. R. (2012). Tribological effects of BN and MoS<sub>2</sub> nanoparticles added to polyalphaolefin oil in piston skirt/cylinder liner Tests. *Tribology Letters*, 47(1), 91–102. <https://doi.org/10.1007/s11249-012-9965-0>
- Dharmalingam, R., Sivagnanaprabhu, K. K., Senthil Kumar, B., & Thirumalai, R. (2014). Nano materials and nanofluids: An innovative technology study for new paradigms for technology enhancement. *Procedia Engineering*, 97, 1434–1441. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.12.425>
- Elias, M. M., Miqdad, M., Mahbubul, I. M., Saidur, R., Kamalisarvestani, M., Sohel, M. R., ... Amalina, M. A. (2013). Effect of nanoparticle shape on the heat transfer and thermodynamic performance of a shell and tube heat exchanger. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 44, 93–99. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.03.014>
- Ettefaghi, E., Ahmadi, H., Rashidi, A., Mohtasebi, S., & Alaei, M. (2013). Experimental evaluation of engine oil properties containing copper oxide nanoparticles as a nanoadditive. *International Journal of Industrial Chemistry*, 4(1), 28. <https://doi.org/10.1186/2228-5547-4-28>
- Gao, G., Gao, W., Cannuccia, E., Taha-Tijerina, J., Balicas, L., Mathkar, A., ... Ajayan, P. M. (2012). Artificially stacked atomic layers: Toward new van der waals solids. *Nano Letters*, 12(7). <https://doi.org/10.1021/nl301061b>
- Gara, L., & Zou, Q. (2013). Friction and Wear Characteristics of Oil-Based ZnO Nanofluids. *Tribology Transactions*, 56(2), 236–244. <https://doi.org/10.1080/10402004.2012.740148>
- GU, C., LI, Q., GU, Z., & ZHU, G. (2008). Study on application of CeO<sub>2</sub> and CaCO<sub>3</sub> nanoparticles in lubricating oils. *Journal of Rare Earths*, 26(2), 163–167. [https://doi.org/10.1016/S1002-0721\(08\)60058-7](https://doi.org/10.1016/S1002-0721(08)60058-7)
- Gulzar, M., Masjuki, H. H., Kalam, M. A., Varman, M., Zulkifli, N. W. M., Mufti, R. A., & Zahid, R. (2016). Tribological performance of nanoparticles as lubricating oil additives. *Journal of Nanoparticle Research*, 18(8), 223. <https://doi.org/10.1007/s11051-016-3537-4>
- Havet, L., Blouet, J., Robbe Valloire, F., Bresseur, E., & Slomka, D. (2001). Tribological characteristics of some environmentally friendly lubricants. *Wear*, 248(1–2), 140–146. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(00\)00550-0](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(00)00550-0)
- Hernandez Battez, A., Fernandez Rico, J. E., Navas Arias, A., Viesca Rodriguez, J. L., Chou Rodriguez, R., & Diaz Fernandez, J. M. (2006). The tribological behaviour of ZnO nanoparticles as an additive to PAO6. *Wear*, 261(3–4), 256–263. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2005.10.001>
- Hernández Battez, A., González, R., Viesca, J. L., Fernández, J. E., Díaz Fernández, J. M., Machado, A., ... Riba, J. (2008). CuO, ZrO<sub>2</sub> and ZnO nanoparticles as antiwear additive in oil lubricants. *Wear*, 265(3–4), 422–428. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2007.11.013>
- Hernández Battez, A., Viesca, J. L., González, R., Blanco, D., Asedegbega, E., & Osorio, A. (2010). Friction reduction properties of a CuO nanolubricant used as lubricant for a NiCrBSi coating. *Wear*, 268(1–2), 325–328. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2009.08.018>
- Hu, Z. ., Dong, J. ., Chen, G. ., & He, J. . (2000). Preparation and tribological properties of nanoparticle lanthanum borate. *Wear*, 243(1–2), 43–47. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(00\)00415-4](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(00)00415-4)
- Hu, Z. S., Lai, R., Lou, F., Wang, L. G., Chen, Z. L., Chen, G. X., & Dong, J. X. (2002). Preparation and tribological properties of nanometer magnesium borate as lubricating oil additive. *Wear*, 252(5–6), 370–374. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(01\)00862-6](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(01)00862-6)
- Jiang, X.-F., Weng, Q., Wang, X.-B., Li, X., Zhang, J., Golberg, D., & Bando, Y. (2015). Recent Progress on Fabrications and Applications of Boron Nitride Nanomaterials: A Review. *Journal of Materials Science & Technology*, 31(6), 589–598. <https://doi.org/10.1016/j.jmst.2014.12.008>
- Kalin, M., Kogovšek, J., & Remškar, M. (2012). Mechanisms and improvements in the friction and wear behavior using MoS<sub>2</sub> nanotubes as potential oil additives. *Wear*, 280–281, 36–45. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2012.01.011>
- Kim, S. H., Choi, S. R., & Kim, D. (2007). Thermal Conductivity of Metal-Oxide Nanofluids: Particle Size Dependence and Effect of Laser Irradiation. *Journal of Heat Transfer*, 129(3), 298. <https://doi.org/10.1115/1.2427071>
- Lee, C.-G., Hwang, Y.-J., Choi, Y.-M., Lee, J.-K., Choi, C., & Oh, J.-M. (2009). A study on the tribological characteristics of graphite nano lubricants. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 10(1), 85–90. <https://doi.org/10.1007/s12541-009-0013-4>
- Lou, J. -f., Zhang, H., & Wang, R. (2015). Experimental investigation of graphite nanolubricant used in a domestic refrigerator. *Advances in Mechanical Engineering*, 7(2), 16. <https://doi.org/10.1177/1687814015571011>
- Luo, T., Wei, X., Zhao, H., Cai, G., & Zheng, X. (2014). Tribology properties of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/TiO<sub>2</sub> nanocomposites as lubricant additives. *Ceramics International*, 40(7), 10103–10109. <https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2014.03.181>
- McCants, D. A., Ali, M. Y., & Khan, J. (2009). Effective Viscosity Measurement of CuO and ZnO Nanofluids. In *ASME 2009 Second International Conference on Micro/Nanoscale Heat and Mass Transfer, Volume 1* (pp. 607–615). ASME. <https://doi.org/10.1115/MNHMT2009-18492>
- Michalczewski, R., Piekoszewski, W., Tuszyński, W., Szczerek, M., & Wulczynski, J. (2011). The new methods for scuffing and pitting investigation of coated materials for heavy

- loaded lubricated elements. In C.- H. Kuo (Ed.), *Tribology — Lubricants and Lubrication* (pp. 305–320). Croatia: InTech. Retrieved from <http://cdn.intechopen.com/pdfs-wm/21939.pdf>
- Mishina, H., Kohno, A., Kanekama, U., Nakajama, K., Mori, M., & Iwase, M. (1993). Lubricity of the Metallic Ultrafine Particles. *Jap. Journ. of Trib.*, *38*, 1109–1120.
- Nabeel Rashin, M., & Hemalatha, J. (2013). Viscosity studies on novel copper oxide-coconut oil nanofluid. *Experimental Thermal and Fluid Science*, *48*, 67–72. <https://doi.org/10.1016/j.exptthermflusci.2013.02.009>
- Nesappan, S., Palanisamy, N., & Chandran, M. (2014). Tribological Investigation of Copper (Cu) and Copper Oxide (CuO) Nanoparticles Based Nanolubricants for Machine Tool Slideways. In *Volume 2B: Advanced Manufacturing* (p. V02BT02A020). ASME. <https://doi.org/10.1115/IMECE2014-37707>
- Padgurskas, J., Rukuiza, R., Prosyčevs, I., & Kreivaitis, R. (2013). Tribological properties of lubricant additives of Fe, Cu and Co nanoparticles. *Tribology International*, *60*, 224–232. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2012.10.024>
- Peng, D., Chen, C., Kang, Y., Chang, Y., & Chang, S. (2010). Size effects of SiO<sub>2</sub> nanoparticles as oil additives on tribology of lubricant. *Industrial Lubrication and Tribology*, *62*(2), 111–120. <https://doi.org/10.1108/00368791011025656>
- Peng, D., Kang, Y., Chen, S., Shu, F., & Chang, Y. (2010). Dispersion and tribological properties of liquid paraffin with added aluminum nanoparticles. *Industrial Lubrication and Tribology*, *62*(6), 341–348. <https://doi.org/10.1108/00368791011076236>
- Peña-Parás, L., Taha-Tijerina, J., García-Pineda, P., Maldonado-Cortés, D., & Garza, G. T. (2017). Temperature dependence of the extreme-pressure behavior of CuO and TiO<sub>2</sub> nanoparticle additives in metal-forming polymeric lubricants. *Industrial Lubrication and Tribology*, *69*(5), 730–737. <https://doi.org/10.1108/ILT-02-2016-0023>
- Peña-Parás, L., Taha-Tijerina, J., García, A., Maldonado, D., González, J. A., Molina, D., ... Cantú, P. (2014). Antiwear and Extreme Pressure Properties of Nanofluids for Industrial Applications. *Tribology Transactions*, *57*(6), 1072–1076. <https://doi.org/10.1080/10402004.2014.933937>
- Peña-Parás, L., Taha-Tijerina, J., García, A., Maldonado, D., Nájera, A., Cantú, P., & Ortiz, D. (2015). Thermal transport and tribological properties of nanogreases for metal-mechanic applications. *Wear*, *332–333*, 1322–1326. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2015.01.062>
- Peña-Parás, L., Taha-Tijerina, J., Garza, L., Maldonado-Cortés, D., Michalczewski, R., & Lapray, C. (2015). Effect of CuO and Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanoparticle additives on the tribological behavior of fully formulated oils. *Wear*, *332–333*, 1256–1261. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2015.02.038>
- Peña-Parás, L., Taha-Tijerina, J., Maldonado-Cortés, D., García-Pineda, P., Garza, G. T., Irigoyen, M., ... Sánchez, D. (2016). Extreme pressure properties of nanolubricants for metal-forming applications. *Industrial Lubrication and Tribology*, *68*(1), 30–34. <https://doi.org/10.1108/ILT-05-2015-0069>
- Peña-Parás, L., Taha-Tijerina, J., Maldonado-Cortés, D., García, P., Irigoyen, M., & Guerra, J. (2017). Tribological performance of halloysite clay nanotubes as green lubricant additives. *Wear*, *376–377*(Part A), 885–892. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2017.01.044>
- Qi, X., Jia, Z., Yang, Y., & Fan, B. (2011). Characterization and auto-restoration mechanism of nanoscale serpentine powder as lubricating oil additive under high temperature. *Tribology International*, *44*(7–8), 805–810. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2011.02.001>
- Ran, X., Yu, X. Y., Wang, Y., & Xiao, Z. (2015). Tribological Properties of Oil-Based ZnO Nanofluids. *Key Engineering Materials*, *645–646*, 437–443. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/KEM.645-646.437>
- Ran, X., Yu, X., & Zou, Q. (2016). Effect of Particle Concentration on Tribological Properties of ZnO Nanofluids. *Tribology Transactions*. <https://doi.org/10.1080/10402004.2016.1154233>
- Rorabacher, D. B. (1991). Statistical treatment for rejection of deviant values: critical values of Dixon's "Q" parameter and related subrange ratios at the 95% confidence level. *Analytical Chemistry*, *63*(2), 139–146. <https://doi.org/10.1021/ac00002a010>
- Sayuti, M., Sarhan, A. A. D., & Salem, F. (2014). Novel uses of SiO<sub>2</sub> nano-lubrication system in hard turning process of hardened steel AISI4140 for less tool wear, surface roughness and oil consumption. *Journal of Cleaner Production*, *67*, 265–276. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2013.12.052>
- Sharma, A. K., Tiwari, A. K., & Dixit, A. R. (2016). Rheological behaviour of nanofluids: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *53*, 779–791. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.033>
- Sun, L., Zhou, J., Zhang, Z., & Dang, H. (2004). Synthesis and tribological behavior of surface modified (NH<sub>4</sub>)<sub>3</sub>PMo<sub>12</sub>O<sub>40</sub> nanoparticles. *Wear*, *256*(1–2), 176–181. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(03\)00386-7](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(03)00386-7)
- Syam Sundar, L., Singh, M. K., & Sousa, A. C. M. (2013). Investigation of thermal conductivity and viscosity of Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub> nanofluid for heat transfer applications. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, *44*, 7–14. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.02.014>
- Szczerek, M., & Tuszyński, W. (2002). A method for testing lubricants under conditions of scuffing. Part I. Presentation of the method. *Tribotest*, *8*(4), 273–284. <https://doi.org/10.1002/tt.3020080402>

- Taha-Tijerina, J. J., Narayanan, T. N., Tiwary, C. S., Lozano, K., Chipara, M., & Ajayan, P. M. (2014). Nanodiamond based thermal fluids. *ACS Applied Materials & Interfaces*, *6*, 4778–4785. <https://doi.org/10.1021/am405575t>
- Taha-Tijerina, J., Laura Peña-Parás, Maldonado, D., & Cortés. (2016). 2D-Based Nanofluids: Materials Evaluation and Performance. In P. K. Nayak (Ed.), *Two-dimensional Materials-Synthesis, Characterization and Potential Applications*(pp.153–198).InTech.<https://doi.org/10.5772/64760>
- Taha-tijerina, J., Narayanan, T. N., Avali, S., & Ajayan, P. M. (2012). 2D Structures-based Energy Management Nanofluids. In *ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress & Exposition IMECE 2012* (p. IMECE 2012-87890). Houston, TX. <https://doi.org/10.1115/IMECE2012-87890>
- Taha-Tijerina, J., Narayanan, T. N., Gao, G., Rohde, M., Tsentelovich, D. A., Pasquali, M., & Ajayan, P. M. (2012). Electrically insulating thermal nano-oils using 2D fillers. *ACS Nano*, *6*(2), 1214–1220. <https://doi.org/10.1021/nm203862p>
- Taha-Tijerina, J., Peña-Paras, L., Narayanan, T. N., Garza, L., Lapray, C., Gonzalez, J., ... Ajayan, P. M. (2013). Multifunctional nanofluids with 2D nanosheets for thermal and tribological management. *Wear*, *302*(1–2), 1241–1248. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2012.12.010>
- Taha-Tijerina, J., Sakhavand, N., Kochandra, R., Ajayan Pulickel, M., & Shahsavari, R. (2017). Theoretical Prediction of Physical Properties (Viscosity) on 2D-based Nanofluids. *Ingeniería. Investigación Y Tecnología*, *18*(1), 101–109. Retrieved from <http://www.redalyc.org/html/404/40449649009/>
- Tang, Z., & Li, S. (2014). A review of recent developments of friction modifiers for liquid lubricants (2007-present). *Current Opinion in Solid State and Materials Science*, *18*(3), 119–139. <https://doi.org/10.1016/j.cossms.2014.02.002>
- Thakre, A. A., & Thakur, A. (2015). Study of behaviour of aluminium oxide nanoparticles suspended in SAE20W40 oil under extreme pressure lubrication. *Industrial Lubrication and Tribology*, *67*(4), 328–335. <https://doi.org/10.1108/ILT-06-2014-0057>
- Vallavi, A., Subramanian, M., Das, M., & Nachimuthu, G. (2017). Assessment of cutting force and surface roughness in LM6 / SiC p using response surface methodology. *Journal of Applied Research and Technology*, *15*(3), 283–296. <https://doi.org/10.1016/J.JART.2017.01.013>
- Wan, Q., Jin, Y., Sun, P., & Ding, Y. (2015). Tribological behaviour of a lubricant oil containing boron nitride nanoparticles. *Procedia Engineering*, *102*, 1038–1045. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.01.226>
- Wu, L., Zhang, Y., Yang, G., Zhang, S., Yu, L., & Zhang, P. (2016). Tribological properties of oleic acid-modified zinc oxide nanoparticles as the lubricant additive in poly-alpha olefin and diisooctyl sebacate base oils. *RSC Adv.*, *6*(74), 69836–69844. <https://doi.org/10.1039/C6RA10042B>
- Younes, H., Christensen, G., Groven, L., Hong, H., & Smith, P. (2016). Three dimensional (3D) percolation network structure: Key to form stable carbon nano grease. *Journal of Applied Research and Technology*, *14*(6), 375–382. <https://doi.org/10.1016/j.jart.2016.09.002>
- Zeinali Heris, S., Razbani, M. A., Estellé, P., & Mahian, O. (2014). Rheological Behavior of Zinc-Oxide Nanolubricants. *Journal of Dispersion Science and Technology*, *36*(8), 1073–1079. <https://doi.org/10.1080/01932691.2014.945595>
- Zhang, Z. J., Simionesie, D., & Schaschke, C. (2014). Graphite and Hybrid Nanomaterials as Lubricant Additives. *Lubricants*, *2*(2), 44–65. <https://doi.org/10.3390/lubricants2020044>

**Anexo 4.** Los conceptos de calor, trabajo, energía y teorema de Carnot en textos universitarios de termodinámica

Eduardo Alomá Chávez\* y Manuel Malaver

## **Los conceptos de calor, trabajo, energía y teorema de Carnot en textos universitarios de termodinámica**

**Eduardo Alomá Chávez\* y Manuel Malaver\*\***

Universidad Simón Bolívar y Universidad Nacional Experimental Politécnica de la Fuerza Armada  
Caracas - Venezuela [ecaloma@usb.ve](mailto:ecaloma@usb.ve)

\* Magíster en enseñanza de la Física. Profesor en Educación Industrial, mención Electricidad. Profesor de Física de la Universidad Pedagógica Experimental Libertador.

\*\* Licenciado en Química, Profesor de la Universidad Nacional Politécnica de la Fuerza Armada.

### **Resumen**

En este artículo se estudian, usando técnicas de análisis de contenido, los conceptos de calor, trabajo, energía y el 2do enunciado del teorema de Carnot en textos universitarios de termodinámica para el área de ingeniería. Se evidencia la presencia de algunos casos de explicaciones y conceptos con características que corresponden a concepciones espontáneas o no formales, lo que podría generar interpretaciones erróneas en el estudiante que se inicia en un curso de termodinámica.

**Palabras clave:** análisis de contenido, concepciones, energía

### **The concepts of heat, work, energy and Carnot's theorem in thermodynamics university texts**

#### **Abstract**

In this article, using content analysis techniques, the concepts of heat, work, energy and the second declaration of Carnot's theorem in thermodynamics for engineering university texts are studied. The presence of some explanations and concept cases with characteristics corresponding to spontaneous or not formal conceptions are evidenced, which could generate wrong interpretations in the student who is initiating itself in a thermodynamics course.

**Key words:** content analysis, conceptions, energy

Fecha de recepción: 21-06-06 • Fecha de aceptación: 07-03-07

Los libros de texto han sido y continúan siendo el material curricular más utilizado para la enseñanza de las ciencias en todos los niveles educativos. Esta relevancia de los textos no parece tener correspondencia con la investigación educacional, en la que se han realizado muy pocos trabajos en libros de educación básica y media y algunos en textos universitarios. (Carmen y Jiménez, 1997). Aun cuando se utilicen apuntes hechos por los propios docentes y se diseñen otros instrumentos de enseñanza y aprendizaje, el docente siempre se preocupa por proporcionarle al estudiante una bibliografía recomendable, con la que se determina el nivel del curso y la clase de problemas y actividades que han de emplearse para enseñar y evaluar el aprendizaje (Goncari y Giorgi, 2000).

A pesar de que en el proceso de enseñanza-aprendizaje se recomienda utilizar una gran variedad de recursos didácticos, tanto en educación media como en la universidad los libros de texto marcan la pauta a seguir en las actividades de enseñanza (Bullejos de la Higuera, 1983).

Hay diversas variables que influyen en el aprendizaje a partir de los textos. Una de ellas se relaciona con el contenido del texto y su organización. Los autores de libros de texto organizan los contenidos de tal forma que antes de presentar información nueva (una ley, por ejemplo) es necesario que se hayan introducido los conceptos que intervienen en ella. Además, lo que aprende un alumno de un texto depende del conocimiento previo que posea (Otero, 1997).

Desde hace años se investiga acerca de las características de los libros de texto en ciencias. Un área importante de investigación es la descripción de la naturaleza de los libros de texto y cómo los estudiantes aprenden de ellos. En efecto, Finley, Lawrenz y Heller, (1992) de la Universidad de Minnesota, realizaron una serie de estudios en esta área y emplearon una amplia variedad de criterios para analizar y describir las insuficiencias de los libros de texto en ciencias. Estos autores encuentran que la estructura de la prosa y los diagramas en los textos pueden generar en el estudiante concepciones erróneas. Asimismo, establecen que las metas y objetivos de una disciplina específica son reflejados en los libros de texto de educación media y universitaria.

Algunos investigadores han abordado diferentes aspectos en el análisis de un texto. Bullejos de la Higuera (1983), examinó características de los textos como la legibilidad, los contenidos o las actividades que se suponen tienen influencia en la calidad del texto como instrumento de enseñanza y aprendizaje. Williams y Yore (1985), analizaron la legibilidad de los textos y Wandersee (1988), la forma en que los alumnos extraen significados de ellos.

En los últimos tiempos se han desarrollado investigaciones en el área de enseñanza de las ciencias (Álvarez, 1997; De Posada, 1999; Goncari y Giorgi, 2000; Malaver, 2001; Michinel y D'Alessandro, 1994; Níaz, 1998; Solbes y Traver, 1996) en las que se pone de manifiesto en el análisis del texto escrito la existencia de interpretaciones espontáneas o no formales de los fenómenos físicos y químicos que pudieran afectar el aprendizaje de las ciencias.

En Venezuela, Pujol (1993) realizó un análisis de contenido en la unidad referente a la estructura de la materia de los libros de texto en Química para el noveno grado de la educación básica y encontró que los libros, en general, presentan un número apreciable de conceptos e ideas sobre la estructura de la materia que poseen diversos tipos de inexactitudes e imprecisiones, lo que podría inducir en el estudiante falsas concepciones. Del mismo modo, Malaver, Pujol y D'alejandro (2004) analizaron los estilos de prosa más utilizados que proyectan los textos universitarios de química general sobre la estructura de la materia y encontraron que es el conocimiento en ciencia en el que se presenta el contenido científico en términos de conceptos, principios, leyes y teorías.

El objetivo de esta investigación documental es analizar los conceptos relativos a la energía como aspecto fundamental en termodinámica, y el teorema de Carnot como una aplicación práctica del área de ingeniería en textos universitarios de termodinámica dirigidos a estudiantes de ingeniería de la educación superior venezolana.

El estudio de la termodinámica presenta graves obstáculos en su comprensión, lo que puede deberse a que la descripción de los fenómenos se hace a través de varias variables macroscópicas que cambian simultáneamente, ligadas por relaciones funcionales que a los alumnos les resulta complicado comprender y manejar (Roziar y Viennot, citado en Cárdenas y Ragout de Lozano, 1996).

Pérez-Bustamante e Hidalgo de Cisneros (1989) examinaron en textos de Física General, Química General, Química-Física, Termodinámica y Cinética el tema de las velocidades moleculares y encuentran una confusión generalizada en muchos textos en relación con el concepto, expresión y notación de los diversos tipos de velocidades moleculares en sistemas gaseosos, lo que le plantea numerosas dudas al estudiante durante la preparación de sus lecciones y temas.

Michinel y D'Alessandro (1994) utilizando técnicas de análisis de contenido, analizaron el discurso de una serie de autores de textos de física básica del nivel universitario y cursos previos a la universidad con relación al concepto de energía y otros que le son afines y encuentran un conjunto de interpretaciones que expresan las deficiencias del autor con respecto a las teorías físicas vigentes y la permanencia de la concepción mecanicista de la energía y de la teoría del calórico.

Domínguez et al.(1998) estudiaron las concepciones alternativas de los estudiantes relacionadas con los conceptos de calor y temperatura y encuentran que persiste la influencia del lenguaje cotidiano en la utilización y verbalización de gran parte de las ideas y razonamientos, lo que se pone de manifiesto en las proposiciones macroscópicas, generando controversias importantes dentro de la propia comunidad científica.

Seidman y Michalik (1991) encuentran que enunciados como el teorema de Carnot presentan errores en su interpretación, lo que puede ocasionar confusión y ambigüedad en estudiantes y profesores en un curso de termodinámica. Estos autores han realizado un análisis detallado de la eficiencia de las máquinas térmicas reversibles operando en ciclos distintos a los del ciclo de Carnot y han encontrado que cualquier

máquina térmica reversible operando entre las mismas dos temperaturas debe tener una eficiencia más baja.

Martínez y Pérez (1997) encuentran que en estudiantes de nivel medio el concepto de calor permanece ligado al de energía como una forma, aun cuando lo relacionen directamente con la diferencia de temperatura. Asimismo, el concepto de energía interna no es aceptado por los alumnos como una función de estado, pero lo utilizan para explicar fenómenos como los cambios de fase.

Goodwin y Orlik (2000) realizaron una presentación en video de seis situaciones que se relacionan con la evaporación y ebullición de los líquidos y encuentran que aún después de muchos años de su ejercicio profesional, los profesores no muestran suficiente fortaleza en la explicación científica de los conceptos y poseen varias concepciones alternativas que le permiten abordar las distintas definiciones de forma indirecta.

## **1. Materiales y métodos**

### **1.1. Técnica de análisis de contenido**

Esta investigación se ubicó en la modalidad de estudio descriptivo, ya que se utilizaron técnicas de análisis de contenido en libros de texto que permiten la recopilación de datos a fin de estudiar las características de dicho contenido, clasificando sus partes de acuerdo a categorías establecidas por el investigador (Ander-Egg, 1980; Ruiz Olabuenaga, 1996).

### **1.2. Muestra bibliográfica**

En este trabajo se analizó una muestra consistente de siete libros de texto de termodinámica de nivel universitario que son utilizados en la asignatura de termodinámica del área de ingeniería en la educación superior venezolana. La muestra fue seleccionada considerando los siguientes criterios:

- 1) Adecuación al programa oficial de la asignatura “Termodinámica” que cursan los estudiantes de ingeniería mecánica, industrial, química, petróleo y afines.
- 2) Demanda de los alumnos y docentes
- 3) Disponibilidad de los textos
- 4) Que fueran libros de texto, no problemarios de termodinámica

La muestra quedó conformada por los siguientes libros de texto:

Burghardt, M. D. (1984). Ingeniería termodinámica. México, D.F.: Editorial Harla.

Cengel, Y. y Boles, M. (2003). Termodinámica. México, D.F.: McGraw-Hill Interamericana.

Jones, J. B. y Dugan, R. E. (1997). Ingeniería termodinámica. México, D.F: Prentice-Hall Hispanoamericana, S.A.

Manrique, J. y Cárdenas, R. (1981). Termodinámica. México, D.F: Editorial Harla.

Russell, L. D. y Adebisi, G. A.(1997). Termodinámica clásica. Delaware, E.U.A.: Addison- Wesley Iberoamericana, S.A.

Van Wylen, G. J., Sonntag, R. E. y Borgnakke, C. (2000). Fundamentos de termodinámica. México, D.F.: Editorial Limusa, S.A.

Wark, K. J. y Richards, D. (2001). Termodinámica. Madrid: McGraw-Hill Interamericana, S.A.

Para poder realizar el análisis de los textos se compararon las definiciones de los conceptos relativos a la energía que aparecen en los textos, con los que aparecen en libros y artículos contenidos en publicaciones de revistas especializadas que se mencionan a continuación: Hierrezuelo y Molina (1990); Levine (1996); Liley (1993); Michinel y D'Alessandro (1994); Pushkin (1996); Seidman y Michalik (1991) y Zemansky y Dittman (1990).

En lo sucesivo, todas las referencias acerca de estos textos aparecerán de acuerdo con la denominación sugerida por Sanger y Greenbowe (1999), identificándolos con las iniciales de los autores. Siguiendo el orden alfabético anterior, los libros se identificaron como B, CB, JD, MC, RA, VSB y WR.

## **2. Presentación y análisis de resultados.**

En la [tabla I](#) se muestran los conceptos de calor, trabajo, energía y teorema de Carnot expresados por los textos de la muestra. Estos conceptos se compararon con los conceptos y definiciones contenidos en libros y publicaciones de reconocido nivel académico que se muestran en la [tabla II](#).

Tabla I. Concepto de calor, energía, trabajo y el segundo principio de Carnot en los textos universitarios de termodinámica.

CONCEPTO	BURGHARDT	CENGEL Y BOLES	JONES Y DUGAN	MANRIQUE Y CÁRDENAS	RUSSEL Y ADEBIVI	VAN WYLEN, SONNTAG Y BORGNAKKE	WARK Y RICHARDS
Calor	Energía que atraviesa la frontera de un sistema debido a una diferencia de temperaturas entre dicho sistema y sus alrededores. (p.39)	Forma de energía que se transfiere entre dos sistemas debido a una diferencia de temperatura (p. 122)	Interacción entre un sistema y su entorno, provocada por una diferencia de temperaturas entre el sistema y su entorno. (p. 62)	Interacción energética entre un sistema y sus alrededores, a través de aquellas porciones de los límites del sistema en que no hay transferencia de masa, como consecuencia de la diferencia de temperatura entre el sistema y sus alrededores. (p. 26).	Interacción entre un sistema y su entorno. Es un efecto de un sistema sobre su entorno que ocurre en la frontera del sistema debido a un gradiente de temperatura entre el sistema y su ambiente. (p. 60)	Forma de energía que, a una temperatura dada, se transfiere a través de los límites de un sistema a otro sistema que está a una menor temperatura y que sucede en virtud de la diferencia de temperatura entre los dos sistemas. (p. 105)	Transferencia de energía a través de la frontera de un sistema debido a una diferencia de temperatura entre el sistema y su entorno. (p. 46)
Energía	No está definido	No está definido.	No está definido.	No está definido	No está definido	Capacidad de producir un efecto. (p. 43)	No está definido.
Trabajo	Acción de una fuerza, $F$ , ejercida en un desplazamiento, $x$ , en la dirección de dicha fuerza. (p. 31)	Interacción energética que no es causada por una diferencia de temperatura entre un sistema y sus alrededores. (p. 166)	Interacción entre un sistema y su entorno. (p. 44).	Interacción energética entre un sistema y sus alrededores, a través de aquellas porciones de los límites del sistema en que no hay transferencia de masa, como consecuencia de una propiedad intensiva diferente de la temperatura entre el sistema y sus alrededores. (p. 18)	Interacción entre un sistema y su entorno. (p. 55)	Forma de energía. (p. 91)	Producto de una fuerza $F$ por un desplazamiento $\Delta S$ , medidos ambos en la misma dirección. (p. 34)
Segundo principio de Carnot	Todas las máquinas reversibles presentarán la misma eficiencia cuando operen entre los mismos dos depósitos térmicos de temperatura constante. (p.136)	Las eficiencias de todas las máquinas térmicas reversibles que funcionan entre los dos mismos depósitos son iguales. (p.267)	Todas las máquinas reversibles que operan entre los mismos límites de temperatura tienen la misma eficiencia. (p. 304)	Todas las máquinas térmicas externamente reversibles, tienen la misma eficiencia, si operan entre las mismas regiones de temperatura. (p. 98)	Todas las máquinas reversibles que operan entre los mismos dos depósitos tienen la misma eficiencia. (p. 275)	Todas las máquinas que funcionan en el ciclo de Carnot entre dos fuentes dadas de temperatura constante tienen la misma eficiencia. (p. 235)	Los rendimientos térmicos de dos motores térmicos internamente reversibles que funcionan entre las mismas regiones de alta y baja temperatura, son iguales. (p.268).

**Tabla II.** Concepto de calor, energía, trabajo y el segundo principio de Carnot según autores y publicaciones de reconocido nivel académico.

CONCEPTO	LÓPEZ RUPÉREZ Y LÓPEZ RUPÉREZ, CITADO EN HIERREZUELO Y MOLINA (1990)	ZEMANSKY Y DITTMAN (1990)	SEIDMAN Y MICHALIK (1991)	LILEY (1993)	MICHINEL Y D'ALESSANDRO (1994)	LEVINE (1996)	PUSH-KIN(1996)
Calor	----	Aquello que se transmite entre un sistema y su entorno debido únicamente a una diferencia de temperatura.	----	----	Transferencia de energía de un cuerpo a otro determinada exclusivamente por una diferencia de temperatura entre ellos	Transferencia de energía entre el sistema y su entorno, debido a una diferencia de temperatura.	Transferencia de energía térmica debido a una diferencia de temperatura entre sustancias.
Energía	Propiedad o atributo de todo cuerpo o sistema material en virtud de la cual éste puede transformarse, modificando su situación o estado, así como actuar sobre otros originando en ellos procesos de transformación.	----	----	----	Magnitud física que se presenta bajo diversas formas, está involucrada en los procesos de cambio de estado, se transforma y se transmite, depende del sistema de referencia y fijado éste, se conserva.	----	----
Trabajo	----	Interacción entre un sistema y su entorno.	----	----	Transferencia de energía debida a la acción de fuerzas desde el punto de vista macroscópico.	----	----
Segundo principio de Carnot	----	----	Si se construye una máquina térmica que opere entre dos reservorios de temperatura, entonces la máquina tendrá la máxima eficiencia posible si opera via un ciclo de Carnot.	Un ciclo reversible que emplee un regenerador tendrá la misma eficiencia que un ciclo de Carnot.	----	----	----

## 2.1. Energía

En casi todos los textos analizados no se define el concepto de energía de forma explícita, únicamente se hace referencia a términos como: energía cinética, energía disponible, geotérmica, interna, potencial, rotacional, traslacional, etc. En los textos CB, JD, WR aparece el término energía en el capítulo que se refiere a la 1era ley de la termodinámica, y vinculado directamente al principio de conservación de la

energía, pero en ningún caso se expresa una definición precisa. Solo el texto VSB ofrece una definición de energía, la cual establece que la energía es la capacidad de producir un efecto sin llegar a relacionarlo con el principio de conservación.

Esta definición de energía se asemeja mucho a la concepción mecanicista de la energía que afirma que la energía es la capacidad para realizar trabajo y no concuerda con la que establecen López Rupérez y López Rupérez (citado en Hierrezuelo y Molina, 1990) y Michinel y D'Alessandro (1994) en la que se expresa que la energía es una magnitud física que puede presentarse en diversas formas y originar procesos de transformación.

En todos los textos universitarios se señala que la energía se conserva, se transmite o transforma, pero no se expresa un concepto de ella. Del mismo modo, en los textos B y RA se expresa la idea del concepto de energía como una propiedad que hace que las cosas funcionen; por ejemplo, que las plantas de vapor, las turbinas de gas, las celdas de combustible, la gasolina tiene energía. A continuación, se muestra un párrafo del texto RA:

La energía puede existir en diversas formas. La gasolina que se usa en un automóvil posee una energía denominada energía química. Los recursos de energía que tienen energía química almacenada incluyen los combustibles fósiles (carbón, petróleo y gas natural), la madera y otras sustancias combustibles. Cuando un combustible arde en el aire, la energía química del combustible se transforma en otra forma de energía que suele denominarse energía térmica (p.16).

De acuerdo con Michinel y D'Alessandro (1994) esta idea utilitaria del término podría inducir en el estudiante el hecho de que un objeto, por ejemplo, las nubes, no tienen energía almacenada. Del mismo modo, Pacca y Henrique (2004) analizaron las diversas concepciones de la energía de los profesores y estudiantes de enseñanza media y encuentran tres ideas fundamentales asociadas al concepto de energía: energía como algo que los cuerpos poseen y que les permite realizar alguna acción; los cuerpos que se mueven tienen energía; la energía tiene existencia casi material y puede almacenarse dentro de los objetos, como por ejemplo cuando se habla de que la comida y el carbón tienen energía almacenada, se sugiere que la energía es una sustancia; estas concepciones pertenecen al sentido común y constituyen el origen de los obstáculos al aprendizaje de la teoría física que trata de la transformación y conservación de la energía.

Una definición alternativa de energía que se propone en esta investigación basada en los estudios realizados es la siguiente: propiedad de todo cuerpo o sistema material o no material que puede transformarse modificando su situación o estado.

## **2.2. Calor**

El texto B define el calor como energía, lo que está en abierta contradicción con las definiciones dadas por Levine (1996), Michinel y D'Alessandro (1994), Pushkin (1996) y Zemansky y Dittman (1990),

quienes expresan que el calor es transferencia de energía. Los textos CB y VSB expresan, de manera incorrecta, que el calor es una forma de energía, lo que tampoco concuerda con los conceptos emitidos por los autores de referencia.

El enunciar calor igual a energía, puede hacerle creer al lector que el calor y la energía son expresiones equivalentes y que un cuerpo puede contener calor, tal como se muestra en el siguiente párrafo, tomado del texto VSB:

Otro aspecto de esta definición es que un cuerpo nunca contiene calor. En vez de ello, el calor sólo se puede identificar cuando cruza los límites. Así, el calor es un fenómeno momentáneo. Si se considera el bloque de cobre caliente como un sistema y el agua fría en el vaso de precipitado como otro sistema, se reconoce que originalmente ningún sistema contiene calor alguno (por supuesto, contienen energía). Cuando el bloque de cobre se coloca en el agua y los dos se encuentran en comunicación térmica, se transfiere calor del cobre al agua hasta que se establece el equilibrio de temperatura. En este punto ya no existe transferencia de calor porque no hay diferencia de temperatura. Al terminar el proceso, ninguno de los dos sistemas contiene calor. También se deduce que el calor se identifica en el límite del sistema porque el calor se define como la energía que se transfiere a través de los límites del sistema (p. 105).

Como se observa, en todo el párrafo se confunde calor con energía o se tratan ambos conceptos como sinónimos. Del mismo modo, en el texto CB también se observa esta misma confusión en fragmentos como el siguiente:

El calor se define como la forma de energía que se transfiere (o un sistema y sus alrededores) debido a una diferencia de temperatura. Una interacción de energía es calor solo si ocurre debido a una diferencia de temperatura. De ello se deduce que no hay ninguna transferencia de calor entre dos sistemas que se encuentran a la misma temperatura (p. 122).

Se observa como el calor, en ambos textos se define a la vez como una forma de energía y luego se le considera como una forma de transferencia de energía.

En los textos JD, MC y RA se incluyen definiciones como calor latente de vaporización, calor latente de fusión, calor sensible, calor residual, expresiones que hacen referencia al calor como una propiedad que poseen los cuerpos y no como un mecanismo de transferencia de energía. A continuación, se presentan algunas muestras de estas definiciones:

El calor añadido en el proceso 1-2 se conoce como calor sensible, porque modifica la temperatura del sistema. Una vez que se llega al estado 2, no puede añadirse más energía al líquido sin provocar el inicio de un cambio de fase. Si se añade más calor a presión constante, se inicia la evaporación del líquido. En tanto se mantenga constante la presión, la temperatura sigue siendo constante, de forma que se trata de un calor latente (JD, p. 218).

El calor latente se define como la diferencia entre la entalpía (por unidad de masa) de una fase en condiciones de saturación, y la entalpía (por unidad de masa) de la otra fase en condiciones de saturación, a la misma presión y temperatura (MC, p. 47).

El calor que se requiere para derretir por completo una unidad de masa de una sustancia en su punto de fusión recibe el nombre de calor latente de fusión (RA, p. 96).

En todos los textos analizados aparecen expresiones como las siguientes:

- Se agrega calor a volumen constante (B, p. 359).
- Adición de calor a presión constante (CB, p. 458).
- Adición de calor a volumen constante (JD, p. 777).
- Disipación de calor a volumen constante (MC, p. 203).
- Rechazo de calor a volumen constante (RA, p. 496).
- El calor se adiciona a volumen constante mientras que el pistón esta momentáneamente en reposo en el punto muerto del cabezal (VSB, p. 412).
- Suministro de calor a volumen constante (WR, p. 721).

Expresiones como estas son de uso común en los textos de termodinámica y refuerzan la idea de que el calor es una propiedad que poseen los objetos y que los sistemas pueden tener calor. De acuerdo con esto, se podría medir experimentalmente el contenido de calor que posee un cuerpo, por lo que es más razonable utilizar expresiones como las siguientes: “Adición térmica a presión constante”; “eliminación térmica a volumen constante”; “calentamiento isobárico”; “enfriamiento isométrico”.

Según Domínguez et al. (1998), el uso del término calor en el lenguaje ordinario como por ejemplo decir “cierra la ventana para que no salga el calor”, unido a expresiones como calor ganado o perdido que pertenecen al lenguaje coloquial y tienen su origen en la antigua teoría del calórico, hacen más referencia a esta última que a las nuevas ideas con las que se pretende educar al alumno, lo que lleva a creer que el calor es algo que se puede almacenar, medir, que se puede transferir de un cuerpo a otro como un fluido o ente misterioso.

Sin embargo, el texto CB justifica que el uso de estas expresiones tiene sentido ya que no se consiguen expresiones alternativas para las frases antes mencionadas, al respecto este texto señala:

Varias frases que actualmente son de uso común como flujo de calor, adición de calor, absorción de calor, remoción de calor, ganancia de calor, pérdida de calor, almacenamiento de calor, generación de calor,

calentamiento eléctrico, calentamiento por resistencia, calentamiento por fricción, calentamiento por gas, calor de reacción, liberación de calor, calor específico, calor sensible, calor latente, calor de desecho, calor del cuerpo, calor de proceso, sumidero de calor y fuente de calor, no son consistentes con el significado termodinámico estricto del uso del término calor, que limita su uso a la transferencia de energía térmica durante el proceso. Sin embargo, estas frases tan enraizadas en el vocabulario, las emplea tanto la gente leiga como los científicos sin que haya ningún malentendido, ya que suelen interpretarse en su sentido apropiado en lugar de tomarse literalmente. (Además, no hay alternativas aceptables para algunas de estas frases) (p. 122).

Se puede establecer una definición del calor como una transferencia de energía térmica entre dos sistemas siendo el calentamiento cuando hay adición de energía y el enfriamiento cuando hay una disminución de energía.

### **2.3. Trabajo**

En los textos B y WR se muestra una definición operacional del concepto de trabajo al establecer que el trabajo es el producto de la acción de una fuerza por un desplazamiento. En los textos CB, JD, MC y RA se define el trabajo como una interacción o transferencia de energía entre un sistema y sus alrededores, lo cual está en concordancia con los conceptos emitidos por Zemansky y Dittman (1990) y Levine (1996), lo que no ocurre con la definición del texto VSB en el que se considera que el trabajo es una forma de energía. Sin embargo, en el texto B se presenta una idea muy contradictoria del concepto de calor y trabajo ya que regresan a la concepción de que el calor y trabajo son formas de energía, encontrando párrafos como el siguiente:

“El trabajo y el calor son dos de las más fundamentales formas de la energía que se utilizan, por lo cual resulta esencial comprenderlas perfectamente bien. (p. 31).

Del mismo modo, el texto CB también presenta este tipo de contradicciones, en él se afirma que los sistemas pueden contener y producir trabajo como se muestra a continuación:

“El trabajo es también una forma de energía como el calor y, en consecuencia, tiene unidades de energía como kJ”. (CB, p.124).

“El calor y el trabajo son mecanismos de transferencia entre un sistema y sus alrededores”. (CB, p. 125).

### **3. El teorema de Carnot**

En los textos B, CB, JD, MC, RA y WR se enuncia el 2do principio de Carnot de la manera usual como lo hacen la mayoría de los textos universitarios de termodinámica. Al respecto, Seidman y Michalik (1991) establecen, que, debido a postulados como este, es muy fácil concluir que cualquier máquina reversible que opere entre las mismas dos temperaturas tendrá la misma eficiencia que la máquina de Carnot, lo que

puede ocasionar confusión e interpretación errónea entre los estudiantes y profesores de un curso de termodinámica. Liley (1993) afirma que este dilema aparente resulta del hecho de que un ciclo que consiste en dos procesos isocóricos (a volumen constante) operando entre dos reservorios isotérmicos, deberá tener una eficiencia más baja que la de un ciclo de Carnot. Sólo el texto VSB enuncia el 2do principio de Carnot de acuerdo con la definición dada por Seidman y Michalik (1991), evitando con ello una interpretación incorrecta de dicho principio.

Enunciados del 2do principio de Carnot como los que aparecen en la tabla I le pueden hacer creer al estudiante que cualquier ciclo de pasos reversibles que opere entre dos temperaturas tendrá una eficiencia igual a la de un ciclo de Carnot, cuando Seidman y Michalik (1991) y Salter (2000), plantean ejemplos de ciclos reversibles que funcionan entre dos depósitos térmicos que pueden tener menor eficiencia que la dada por uno de Carnot que opere entre los mismos límites de temperatura.

En textos como CB, se presentan evidentes contradicciones cuando afirman que existen ciclos reversibles cuya eficiencia es menor a la de uno de Carnot, pero que presentan irreversibilidades, como se indica en el siguiente párrafo:

Los ciclos ideales de Otto y Diesel analizados se componen de procesos internamente reversibles y por lo cual son ciclos internamente reversibles. Sin embargo, estos ciclos no son del todo reversibles, puesto que incluyen transferencia de calor debido a una temperatura finita durante los procesos no-isotérmicos de adición y rechazo de calor, los cuales son irreversibles. Por tanto, la eficiencia térmica de un motor de Otto o Diesel será menor que la de un motor de Carnot que opera entre los límites de temperatura (p. 454).

Sin embargo, en todos los textos analizados, cuando se hace referencia al estudio de los ciclos de potencia, se especifica que los procesos que integran estos ciclos son reversibles, ya que para su estudio se utilizan las suposiciones de aire estándar, que involucran secuencias de pasos reversibles; se muestra un ejemplo de esta afirmación, tomada del texto JD:

“En un modelo de aire estándar para máquinas de combustión interna, [...], el proceso de escape de la máquina real es reemplazado por una eliminación reversible de calor a volumen constante para regresar el fluido a su estado inicial antes de la compresión.” (p.776).

De acuerdo con Seidman y Michalik (1991), las transferencias de energía térmica deben evitarse durante estados que involucran cambios de temperatura finita y estas transferencias requieren la presencia de muchos reservorios de temperatura si los estados son reversibles, por lo que para que la máquina reversible opere como un ciclo de Carnot, tales intercambios de energía térmica deberán ocurrir isotérmicamente. Del mismo modo, Liley (1993) y Salter (2000) establecen que la única manera de lograr que una máquina reversible tenga una eficiencia igual a la de Carnot, es que utilice un regenerador, aspecto que si bien es cierto que se menciona en la mayoría de los textos analizados cuando se hace referencia al análisis de los ciclos Stirling y Ericsson, no se termina de aclarar que es la presencia de este

dispositivo lo que permite que la eficiencia de estos ciclos se iguale a la de la máquina de Carnot. Sólo el texto VSB menciona el hecho de que la presencia de un dispositivo como el regenerador ocasiona que la eficiencia de los ciclos Stirling y Ericsson se iguale a la de un ciclo de Carnot que funcione entre los mismos límites de temperatura:

Las máquinas con ciclo de Stirling se han creado en fecha reciente como máquinas de combustión externa con regeneración [...] Como todo el calor se suministra y se rechaza isotérmicamente, la eficiencia de este ciclo es igual a la eficiencia de un ciclo de Carnot que trabaja entre las mismas temperaturas. Las mismas conclusiones se deberían obtener en el caso del ciclo Ericsson, [...], si ese ciclo incluyera también un regenerador (p. 421).

Dos propuestas alternativas al enunciado del 2do teorema de Carnot que presentan la mayoría de los textos de termodinámica de acuerdo con la investigación realizada pueden ser las siguientes:

- Todas las máquinas térmicas reversibles que operan entre los mismos límites de temperaturas tendrán una eficiencia menor o igual que la de un ciclo de Carnot.
- Todas las máquinas reversibles que operan entre los mismos dos reservorios de temperatura tendrán la misma eficiencia, siempre que las transferencias de energía térmica ocurran isotérmicamente.

Los textos MC y WR presentan la demostración detallada del 2do principio de Carnot mientras que los libros restantes no ofrecen una deducción formal de este principio, presentando confusión y ambigüedad en la explicación del enunciado, tal como se indica en los siguientes párrafos:

Para demostrar el segundo corolario de Carnot, consideremos a ambas máquinas en la figura [...] como reversibles. Supongamos que sus eficiencias son diferentes, para que sus trabajos de salida sean diferentes para la misma cantidad de calor de entrada. Entonces, invirtamos la máquina menos eficiente. La máquina más eficiente puede impulsar a la máquina inversa y tener cierta sobra de trabajo, aun cuando se extrae una cantidad neta de calor de un solo reservorio. Esta es la misma violación de la segunda ley a la que llegamos anteriormente (JD, p. 305).

Supóngase que una máquina reversible 1 es más eficiente que otra máquina reversible 2, que opera entre las mismas regiones que se encuentran a temperaturas  $T_c$  y  $T_f$ , como se ve en la figura [...] Puesto que ambas máquinas son reversibles, la máquina 2 puede arbitrariamente operarse como un refrigerador. Esto aparece en la figura [...]. Siendo la máquina 1 más eficiente, puede impulsar el compresor del refrigerador 2 quedando un excedente de trabajo ( $W_1 - W_2$ ). Puesto que el calor  $Q$  liberado por el refrigerador es el mismo que el requerido por la máquina térmica, puede eliminarse la región que se encuentra a  $T_c$ . Si se analiza el sistema compuesto por la máquina reversible 1 y el refrigerador reversible 2, se observa que éste constituye una violación de la Segunda Ley de la termodinámica a través del axioma de Kelvin-Planck. De aquí que la máquina reversible 1 no pueda ser más eficiente que la máquina reversible 2. Dado que las máquinas 1 y 2 se designaron así arbitrariamente, la máquina 1 puede reemplazar la máquina 2,

estableciéndose que esta última no puede ser más eficiente que la primera. En consecuencia, las dos máquinas reversibles tienen la misma eficiencia, y se establece la validez de la segunda proposición del principio de Carnot (MC, p. 99).

El motor irreversible I de la figura [...] se sustituye por un motor internamente reversible H. Para el sistema compuesto formado por M con funcionamiento inverso (como máquina frigorífica) y H como motor térmico, la Ecuación [...] exige que

$$W_{\text{net, ent}} = W_{\text{M, MF, ent}} - W_{\text{H, MT, sal}} = 0$$

Se ha aplicado el signo igual debido a que los dispositivos cíclicos M y H son internamente reversibles, y el proceso global de nuevo se ha supuesto externamente reversible. También, como se ha visto anteriormente,

$W_{\text{M, MF, ent}} = W_{\text{M, MT, sal}}$ . Por tanto, la ecuación anterior puede escribirse como

$$W_{\text{M, MT, sal}} = W_{\text{H, MT, sal}}$$

Por consiguiente, para el mismo calor suministrado  $Q_1$  a los motores térmicos M y H, y las mismas fuentes térmicas durante el suministro y la descarga del calor

$$h_{t, M} = h_{t, H}$$

Por tanto, se ha probado el segundo enunciado del principio de Carnot “(WR, p. 269).

#### 4. Conclusiones

Los resultados obtenidos en el análisis de los textos universitarios de termodinámica permitieron llegar a las siguientes conclusiones:

- La mayoría de los textos analizados no muestran una conceptualización de la energía, sólo hacen referencia a términos como energía cinética, potencial, disponible, traslacional y se ofrece una noción de la energía como una sustancia o ente material, capaz de modificar los cuerpos y producir cambios de estado.
- Aun cuando muchos de los textos de la muestra presentan el concepto de calor como una forma de transferencia de energía, en todos los textos analizados aparecen frases que tienden a confundir el calor como una forma de energía o como energía que se transfiere.
- Varios de los textos analizados muestran una definición del trabajo como una forma de transferencia de energía y unos pocos textos lo definen como la acción de una fuerza en un desplazamiento, pero al igual

que en el concepto de calor, se siguen mostrando en varios de los textos frases que conceptualizan el trabajo como energía o como una forma de energía.

- En la mayoría de los textos analizados se enuncia el 2do principio de Carnot de la forma estándar en la que se establece que la eficiencia de todas las máquinas reversibles será igual a la del ciclo de Carnot cuando operan entre los mismos límites de temperatura, lo que puede ocasionar interpretaciones erróneas cuando se analizan los ciclos de máquinas reversibles, como los ciclos de potencia de gases. Un enunciado como este genera la falsa creencia de que todos los ciclos termodinámicos que funcionan entre dos depósitos térmicos tendrán la misma eficiencia, cuando existen casos de ciclos reversibles como el ciclo de Stirling, el ciclo de Brayton para turbinas de gas y el ciclo de Otto para motores de combustión interna que pueden tener menores eficiencias que la de una máquina de Carnot aun cuando funcionen entre los mismos límites de temperatura.

- Es interesante mencionar que en casi todos los textos analizados no se muestra la deducción formal del 2do enunciado del teorema de Carnot, lo que puede reforzar aún más la idea de igualdad de la eficiencia térmica de las máquinas reversibles que funcionen entre los mismos dos depósitos.

- Es importante destacar, a la luz del objetivo del presente trabajo y para la enseñanza de la física, que se hace necesario desarrollar un lenguaje sencillo pero coherente internamente, de manera que no genere falsas concepciones acerca del fenómeno físico estudiado. Desde el punto de vista cognitivo, la construcción de una idea o noción se realiza a partir de sucesivas búsquedas de semejanzas y diferencias con lo que ya el estudiante conoce, para luego hacer una generalización. Al existir un lenguaje poco preciso o ambiguo se corre el riesgo de hacer generalizaciones inapropiadas o muy simplificadas, donde se adquiere una visión mecanicista del concepto, difícil de reevaluar cuando se proponen nuevos ejemplos o se toman en cuenta otras variables que incidan sobre el fenómeno. En tal sentido, se cree conveniente estimular y promover la investigación en esta área, a fin de incorporar nuevos elementos que optimicen el lenguaje utilizado en la enseñanza de la física y de las ciencias en general.

## **Bibliografía**

1. Álvarez, V. (1997). Argumentación razonamiento en los textos de física de secundaria. *Alambique. Didáctica de las Ciencias Experimentales*, 11, pp. 65-74.
2. Ander-egg, E. (1980). *Técnicas de investigación social*. Buenos Aires: El Cid Editor.
3. Bullejos De La Higuera, J. (1983). Análisis de actividades en textos de física y química de 2º de BUP. *Enseñanza de las Ciencias*, 1(3), pp. 147-157
4. Cárdenas, M. Y Ragout De Lozano, S. (1996). Explicaciones de procesos termodinámicos a partir del modelo corpuscular: una propuesta didáctica. *Enseñanza de las Ciencias*, 14(3), pp. 343-349.

5. Carmen, L. y Jiménez, P. (1997). Los libros de texto: un recurso flexible. *Alambique. Didáctica de las Ciencias Experimentales*, 11, pp. 7-14.
6. De Posada, J. M. (1999). The presentation of metallic bonding in high school science textbooks during three decades: science educational reforms and substantive changes of tendencies. *Science Education*, 4(83), pp. 423-447.
7. Domínguez Castiñeiras, J. M., De Pro Bueno, A. Y García-rodeja Fernández, E. (1998). Las partículas de la materia y su utilización en el campo conceptual de calor y temperatura: un estudio transversal. *Enseñanza de las Ciencias*, 16(3), pp. 461-475.
8. Finley, E., Lawrenz, E. y Heller, P. (1992). A summary of research in science education-1990. *Journal of Chemical Education*, 76(3), p p. 313-316.
9. Goncari, S. B. y Giorgi, S. M. (2000). Los problemas resueltos en textos universitarios de Física. *Enseñanza de las Ciencias*, 18(3), pp. 381-390
10. Goodwin, A. y Orlik, Y. (2000). An investigation of graduate scientist's understandings of evaporation and boiling. *Revista de Educación en Ciencias*, 1(2), pp. 118-123.
11. Hierrezuelo Moreno, J. y Molina González, E. (1990). Una propuesta para la introducción del concepto de energía en el bachillerato. *Enseñanza de las Ciencias*, 8(1), pp. 23-30.
12. Levine, I. N. (1996). *Físicoquímica. Volumen 1*. Madrid: McGraw-Hill Interamericana.
13. Liley, P. E. (1993). Can a Carnot cycle ever be totally reversible? *Journal of Chemical Education*, 40, p. 868.
14. Malaver, M. (2001). "Análisis del contenido referido a la estructura de la materia en libros de texto de química básica a nivel universitario". Tesis de maestría. Universidad Pedagógica Experimental Libertador. Instituto Pedagógico de Caracas.
15. Malaver, M., Pujol, R. y D'alejandro Martínez, A. (2004). Los estilos de prosa y el enfoque Ciencia-Tecnología-Sociedad en textos universitarios de química general. *Enseñanza de las Ciencias*, 22(3), pp. 441-454.
16. Martínez, J. M. y Pérez, B. A. (1997). Estudio de propuestas alternativas en la enseñanza de la termodinámica básica. *Enseñanza de las Ciencias*, 15(3), pp. 287-300.
17. Michinel, J. L. y D'alejandro, M. A. (1994). El concepto de energía en los libros de texto: de las concepciones previas a la propuesta de un nuevo lenguaje. *Enseñanza de las Ciencias*, 12(3), pp. 369-380.

18. Níaz, M. (1998). From cathode rays to alpha particles to quantum to action: a rational reconstruction of structure of the atom and its implications for chemistry. *Science Education*, 82(5), pp. 527-552.
19. Otero, J. (1997). El conocimiento de la falta de conocimiento de un texto científico. *Alambique. Didáctica de las Ciencias Experimentales*, 11, pp. 15-22.
20. Pacca, J. L. y Henrique, K. F. (2004). Dificultades y estrategias para la enseñanza del concepto de energía. *Enseñanza de las Ciencias*, 22(1), pp. 159-166
21. Pérez-Bustamante De Monasterio, J. A. e Hidalgo De Cisneros, J. L. (1989). Velocidades moleculares en sistemas gaseosos macroscópicos: aclaración de errores y discusión de equívocos y ambigüedades advertidos en los libros de texto. *Enseñanza de las Ciencias*, 7(1), pp. 72-76.
22. Pujol, R. (1993). Análisis del contenido, las ilustraciones y las actividades propuestas en la unidad referente a la estructura de la materia de los libros de texto en química para el noveno grado de educación básica. Trabajo de ascenso no publicado. Universidad Pedagógica Experimental Libertador. Instituto Pedagógico de Caracas.
23. Pushkin, D. B. (1996). A comment on the need to use scientific terminology appropriately in conception studies. *Journal of Research in Science Teaching*, 33(2), pp. 223-224.
24. Ruiz Olabuenaga, J. L. (1996). Metodología de la investigación cualitativa. Bilbao: Universidad de Edisto.
25. Salter, C. (2000). A simple approach to heat engine efficiency. *Journal of Chemical Education*, 77(8), pp. 1027-1030.
26. Sanger, M. J. y Greenbowe, T. J. (1999). An analysis of college chemistry textbooks and sources of misconceptions and errors in electro-chemistry. *Journal of Chemical Education*, 78(6), pp. 853-860.
27. Seidman, K. y Michalik, T. (1991). The efficiency of reversible heat engines. *Journal of Chemical Education*, 68(3), pp. 208-210
28. SOLBES, J. y TRAVER, M. (1996). La utilización de la historia de las ciencias en la enseñanza de la física y la química. *Enseñanza de las Ciencias*, 14(1), pp.103-112.
29. Wandersee, J. H. (1988). Ways student read text. *Journal of Research in Science Teaching*, 25(1), pp. 69-84
30. Williams, R. L. y Yore, L. D. (1985). Content formats gender and grade level differences in elementary student's ability to read science materials by the close procedure. *Journal of Research in Science Teaching*, 22(1), pp. 81-88.

31. Zemansky, M. W. y Dittman, R. H. (1990). Calor y termodinámica. México, D.F. McGraw-Hill Interamericana.

**Anexo 5.** Fennell, G. C. (1993). Probador de lubricantes Falex: los cómo, porqué y lo que realmente demuestra. En Probador de lubricantes Falex: los cómo, porqué y lo que realmente demuestra (pág. 2). Rosario - Sta. Fe: Dino Pezzetta.

El probador de lubricantes Falex, o Máquina de Frenado por Fricción, es una máquina de ensayo de lubricantes que es usada por los representantes de ventas de MPC, junto con los representantes de ventas de otros lubricantes y productos aditivos a lo largo del país y alrededor del mundo. Fue diseñado y fabricado por la Corporación Falex en Aurora, Illinois, hace más de 50 años como una herramienta para el vendedor de lubricantes "en el camino".

La Corporación Falex es también uno de los laboratorios de lubricación y fabricante de equipos de ensayo de lubricantes más renombrados del mundo, incluyendo todos los equipos de ensayos de lubricantes certificados de ASTM (Sociedad Americana de Ensayo de Materiales). El probador de lubricidad Falex F1599 FLC aún está siendo fabricado por Falex en la actualidad, y está siendo vendido como un dispositivo de ensayo cualitativo para el vendedor que requiere un aparato portátil para realizar demostraciones de lubricidad y capacidad de soportar cargas.

¿La máquina está diseñada para expresar dos características 1) La capacidad de soportar carga de un fluido; y 2) la habilidad comparativa de uno o varios fluidos con respecto a otro. No necesariamente establece la referencia standard de calidad de un fluido dado. Más aún, muchos lubricantes y fluidos no están diseñados para tener una elevada, o aún moderada capacidad de carga. Aunque, muchos de los que no la tienen, deberían tenerla por muy complejas razones tribológicas y de regímenes mixtos. Aunque la máquina no tiene número ASTM, a pesar de eso es muy viable y se la puede hacer bastante cuantitativa en un ambiente de control o de laboratorio si se la asocia con otros equipos de ensayo, tales como sensores de temperaturas, transductores de presión, amperímetros, etc. En su estado básico, trabajará en forma bastante precisa en la comparación de diferentes fluidos si el operador es consecuente en sus métodos de operación y preparación de las muestras. Aún los dispositivos de ensayo ASTM, tales como el de Desgaste de Extrema Presión de Cuatro Bolas (D259669, D278371), Carga Timken OK (D240968, D278272) y otros tienen amplias tolerancias de ensayo (40 a

55%) que restringen la interpretación de la información de los lubricantes que pueden estar dentro de una tolerancia de performance de 40 a 50% uno de otro, haciendo que los ensayos sean técnicamente irrelevantes. Estas tolerancias de ensayo son tan grandes debido a dos razones principales: 1) Diferencias de procedimientos de ensayo del operador; y 2) diferencias reales en la calibración de la máquina y en la operación mecánica. Esto parece imposible desde el punto de vista lógico, pero en la realidad esto es estrictamente así. En otras palabras, dos productos diferentes ensayados en el aparato de desgaste EP de Cuatro Bolas pueden variar en un 40% y ser considerados técnicamente idénticos en performance. Dos productos ensayados en aparato Timken de Carga OK pueden variar en un 55% y aún todavía pueden ser considerados idénticos. Esta es la paradoja de los ensayos ASTM, o de cualquier otro ensayo. El factor de los errores sistemáticos es introducido por el subfactor humano y el subfactor de variancia mecánica. ¿Qué tiene que ver esto con el testeador de lubricantes Falex? Bueno, se trata más o menos del mismo escenario. Las variaciones mecánicas y del operador humano pueden crear una amplia diferencia en las lecturas. Pero, si la misma máquina se usa con una variedad de lubricantes, con el mismo protocolo de operación y usando el mismo procedimiento en cada ensayo, los resultados deberían ser lo suficientemente precisos como para dar una buena indicación de la performance de los lubricantes y poder comparar sus respectivas calidades. Ahora que se ha establecido los parámetros operacionales de la máquina, veamos que es lo que nos está mostrando desde el punto de vista de la ingeniería de la lubricación. Para entender esto, primero hay que echar un vistazo a los tres regímenes fundamentales, o estados, de la lubricación, que son límite (BL), hidrodinámica (HDL) y elastohidrodinámica (EHL).

La lubricación límite está definida como una condición de la lubricación en la cual el rozamiento y el desgaste de dos superficies en movimiento relativo están determinadas por las propiedades de las superficies y por las propiedades del lubricante más que por la magnitud de la viscosidad. El rozamiento y el desgaste son mayormente el resultado de: 1) la química y la física de las superficies; 2) la química del lubricante; y 3) la química y las condiciones del medio ambiente. Operacionalmente hablando, la lubricación límite comienza cuando el espesor calculado de la película se hace menos de alrededor de tres veces la rugosidad combinada de las dos superficies, y es muy probable que ocurran colisiones de los puntos más altos o asperezas. La lubricación límite está provocada por cargas térmicas elevadas y bajas velocidades superficiales. Un

buen ejemplo es el desplazamiento que se produce durante el acoplamiento de dientes de engranajes con cargas elevadas y bajas velocidades. Áreas de lubricación límite producen inevitablemente desgaste. La lubricación hidrodinámica está definida como la generación de presiones de soporte de cargas por un fluido ubicado entre dos superficies en movimiento relativo que no están en contacto. El movimiento puede ser: 1) deslizamiento de una superficie sobre otra; 2) movimiento perpendicular a las superficies; o 3) una combinación de los dos. Conceptualmente, el fluido entre primero en el espacio que separa los dos cuerpos que se mueven uno con respecto a otro y luego se escurre de ese espacio. Este tipo de sistema ajusta automáticamente el escurrimiento hasta que la presión inducida balancea la carga aplicada y la entrada de fluido iguala a la salida. Bajo estas condiciones hidrodinámicas, el concepto se puede aplicar a aciertos cojinetes de empuje, cojinetes hidrostáticos, rodillos de rodamientos, engranajes, levas y otras piezas de máquinas que trabajan lubricadas. Las películas de lubricación elastohidrodinámicas son películas de fluido extremadamente finas, usualmente de menos de un micrón y están formadas por la deformación elástica de las superficies opuestas. La EHL se ubica dentro de dos áreas generales, dependiendo de la rigidez o el módulo de elasticidad de las superficies en contacto. Por ejemplo, en cojinetes a rodillos, engranajes y levas, hechos con materiales de alto módulos de elasticidad tales como metales y cerámicos. En tales contactos concentrados, se generan muy altas presiones, lo que da como resultado un gran aumento en la viscosidad de los lubricantes. En estas condiciones, aun bajo cargas crecientes, se puede impedir el contacto entre las superficies si la selección del lubricante es la correcta de manera de establecer películas lo suficientemente espeso como para hacer el trabajo. En la realidad, el tester de lubricante FLC utiliza estos tres regímenes en distintos momentos. En condiciones de ausencia de carga, el cojinete y el anillo de ensayo están experimentando un estado de lubricación hidrodinámica donde el fluido es llevado desde la copa hacia el pasaje de entrada y se le permite pasar a través y afuera del cojinete y el área del anillo. Cuando se ejerce una carga sobre el sistema, se establece un área de contacto EHL, lo que se refleja sobre la delgada película y la deformación de la superficie elástica de las áreas en contacto. Si la capacidad del fluido no es suficiente para producir una película lo suficientemente gruesa para hacer el trabajo, comienza a desarrollarse una falla y la totalidad del proceso involuciona a un estado de lubricación límite donde las asperezas se encuentran y el desgaste extremo es inminente. En estas

instancias, las superficies resultan dañadas, creando marcas y fragmentos, causando la pérdida de las características del material. Otros factores, tales como partículas y desechos, pueden pasar a través de áreas peliculares críticas, provocando un daño similar, dando como resultado el mismo tipo de degradación de las superficies, lo que causa la pérdida de la resistencia de la película y la capacidad del lubricante. Bajo condiciones límites, el proceso electroquímico de MPC produce un gradual redondeo de las asperezas a medida que aumentan la carga o la presión, dando resultado una superficie altamente mejorada que consigue que la resistencia de la película aumente drásticamente con menores espesores de película. El contacto metálico y el desgaste por abrasión son virtualmente eliminados. Bajo condiciones hidrodinámicas y elastohidrodinámicas, los productos Muscle no solamente profundizan el proceso de mejoramiento de la superficie, sino que enriquecen la performance en dos áreas específicas: la primera es la optimización del mejoramiento de las superficies durante el proceso de tratamiento, lo que asegurará el más alto grado de suavidad de estas, al tiempo que suministran una enorme resistencia pelicular y mayor estabilidad al cizallamiento. En segundo lugar, si se producen cargas de choque o condiciones límites de arranque donde ambas condiciones pueden producir el desarrollo de asperezas superficiales, los lubricantes y los aditivos de Muscle se activarán automáticamente para volver a suavizar el área afectada, restaurando y optimizando las características de las superficies y los parámetros de lubricación. Estoy seguro de que esto aclarará los llamados "humos y espejos" atribuidos algunas veces a la máquina de ensayos por aquellos que no entienden cabalmente la realidad de la física y la operación de la máquina. El tester de lubricantes FLC es un instrumento de ensayos muy viable y ha tenido su lugar (desde hace 50 años) en el campo de la lubricación como una valiosa herramienta para determinar la calidad y la capacidad de soportar cargas de varios tipos de lubricantes.

Dino Pezzetta S.A.

Representante en Sudamerica de Patriot Power

Tel:(0341) 4635389 / 4645815 -Avda. Uriburu 2361 (2000) - Rosario - Sta. Fe -Argentina

Email: [dinopezzetta@patriotpower-mpc.com](mailto:dinopezzetta@patriotpower-mpc.com)

Copyright © Dino Pezzetta

# PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA

Fís. Carlos Adrián Jiménez Carballo

Escuela de Física

**Anexo 6.** Primera ley de la termodinámica Carlos Adrián Jiménez Carballo



## Objetivos

El estudiante debe ser capaz de:

- Interpretar el concepto de sistema termodinámico.
- Identificar los distintos tipos de sistemas termodinámicos.
- Interpretar la definición de trabajo realizado por (o sobre) un gas.
- Calcular el trabajo realizado por (o sobre) un gas.
- Interpretar el concepto de energía interna de un gas.
- Calcular el cambio en la energía interna de un gas.
- Interpretar y aplicar la primera ley de la termodinámica en distintos procesos termodinámicos.
- Analizar diagramas de presión contra volumen, presión contra temperatura y temperatura contra volumen.
- Identificar los diferentes procesos termodinámicos (Isobárico, isocórico, isotérmico, adiabático y cíclico).

## Conocimientos previos

Para esta sección los estudiantes deben tener conocimientos previos en

- Matemática básica.
- Cálculo diferencial, principalmente los conceptos de derivada e integral
- Física general, principalmente los conceptos de mecánica clásica, como por ejemplo las leyes de Newton, los conceptos de posición, distancia, velocidad y aceleración, las definiciones de energía cinética, energía potencial y energía mecánica.

Contenido

Procesos y sistemas termodinámicos

Trabajo realizado por un gas

Energía interna de un sistema

Primera Ley de La Termodinámica

Capacidad calorífica del gas ideal

Procesos Termodinámicos

## **Contenido**

Procesos y sistemas termodinámicos

Trabajo realizado por un gas

Energía interna de un sistema

Primera Ley de La Termodinámica

Capacidad calorífica del gas ideal

Procesos Termodinámicos

## **Termodinámica**

La **termodinámica** es una ciencia que describe sistemas con tal número de partículas que es imposible usar solo la mecánica clásica para estudiarlos. Por ello, aunque la física subyacente es la misma que para los demás sistemas, generalmente se utilizan otras variables (macroscópicas), como *presión* y *temperatura*, para describir los sistemas termodinámicos en su totalidad.

Sistemas Termodinámico

Un **sistema termodinámico** se puede definir como “*una cantidad definida de materia encerrada por fronteras o superficies, ya sean reales o imaginarias*” o como “*cualquier conjunto de objetos que conviene considerar como una unidad, y que podrían intercambiar energía con el entorno*”. Se puede decir que un sistema termodinámico es una parte del Universo que se aísla para su estudio. En los sistemas termodinámicos, al igual que en todos los demás, es indispensable definir con claridad desde un principio exactamente lo que está o no incluido en el sistema.

Se pueden definir tres tipos de sistemas termodinámicos

- **Sistema aislado:** es aquel que no intercambia ni materia ni energía con su entorno, es decir se encuentra en equilibrio termodinámico.
- **Sistema cerrado:** es el que puede intercambiar energía, pero no materia con el exterior.
- **Sistema abierto:** es un sistema en el cual intercambia energía y masa con el exterior.

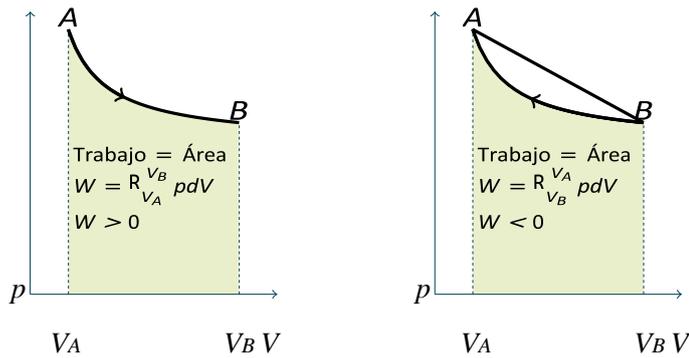
Estados y procesos Termodinámicos

El **estado** de un sistema termodinámico está determinado por un conjunto de variables termodinámicas. En el caso de un gas ideal, un estado se especifica por un conjunto de tres variables presión  $p$ , volumen  $V$  y temperatura  $T$  tal y como lo indica la ecuación de estado de los gases ideales. Se dice que tal sistema está en *estado* definido.

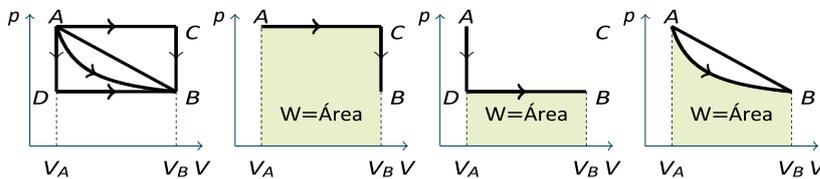
Un **proceso termodinámico** es cualquier cambio en el estado de un sistema o dicho de otra forma es la evolución de las propiedades físicas termodinámicas relativas a dicho sistema. Las magnitudes que sufren una variación al pasar de un estado a otro deben estar perfectamente definidas en dichos estados inicial y final.

Gráficos  $p$ - $V$

Algo que es bastante común en el estudio de sistemas termodinámicos son las **gráficas  $p$ - $V$** , las cuales se utilizan para describir y especificar los estados individuales de una sustancia. En el caso de los gases ideales esto se debe a que, en la ley de los gases ideales,  $pV = nRT$ , la temperatura de dichos gases se puede obtener si se conocen su presión y volumen, así como el número de moléculas o moles en la muestra. En otras palabras, en un diagrama  $p$ - $V$ , cada “coordenada” da directamente la presión y el volumen de un gas, e indirectamente su temperatura. Así, para describir totalmente un gas, sólo se necesita una gráfica  $p$ - $V$ . Sin embargo, en algunos casos se recomienda estudiar otras curvas, como la  $p$ - $T$  o la  $T$ - $V$ .  $V_A$   $V_B$   $V$



El trabajo realizado por el sistema depende **no** sólo de los estados inicial y final sino también de los estados intermedios, es decir, de la trayectoria.



En este caso el sistema realiza más trabajo si sigue los procesos  $A - C - B$ , y realiza menos trabajo si sigue los procesos  $A - D - B$ .

## Contenido

Procesos y sistemas termodinámicos

Trabajo realizado por un gas

Energía interna de un sistema

Primera Ley de La Termodinámica

Capacidad calorífica del gas ideal

Procesos Termodinámicos

## Energía interna de un sistema (U)

La **energía interna** de un sistema se define como la suma de las energías cinéticas de todas sus partículas constituyentes más la suma de todas las energías potenciales de dichas partículas debidas a fuerzas intermoleculares.

Para el caso de un gas ideal la energía interna solo toma en cuenta la energía cinética de las moléculas, por lo tanto, la energía interna de un gas ideal a una temperatura  $T$  es

$$U = nC_V T$$

donde  $C_V$  representa la capacidad calorífica a volumen constante del gas y  $n$  representa el número de moles del gas. El cambio de energía interna de un sistema durante un proceso termodinámico depende sólo de los estados inicial y final, no de la trayectoria que lleva de uno al otro.

$$\Delta U = nC_V(T_f - T_i)$$

## Contenido

Procesos y sistemas termodinámicos

Trabajo realizado por un gas

Energía interna de un sistema

Primera Ley de La Termodinámica

Capacidad calorífica del gas ideal

Procesos Termodinámicos

## Primera Ley de la Termodinámica

La **primera ley de la termodinámica** describe la relación entre el trabajo, el calor y la energía interna de un sistema. Esta ley es otro planteamiento de la conservación de la energía en términos de variables termodinámicas. Relaciona el cambio de energía interna ( $\Delta U$ ) de un sistema con el trabajo ( $W$ ) efectuado por ese sistema y la energía calorífica ( $Q$ ) transferida a ese sistema o desde él. Dependiendo de las condiciones, la transferencia de calor  $Q$  puede generar un cambio en la energía interna del sistema,  $\Delta U$ . Sin embargo, debido a la transferencia de calor, el sistema podría efectuar trabajo sobre el entorno. Así, el calor transferido a un sistema puede ir a dar a dos lugares: a un cambio en la energía interna del sistema o a trabajo efectuado por el sistema, o a ambos.

Por ello, la primera ley de la termodinámica suele escribirse como

$$Q = \Delta U + W.$$

Las relaciones de energía de cualquier proceso termodinámico son descritas en términos de la cantidad de calor  $Q$  agregada al sistema y el trabajo  $W$  realizado por

él. Tanto  $Q$  como  $W$  o  $\Delta U$  pueden ser positivos, negativos o cero. Para dichas cantidades físicas tiene:

- Un valor positivo de  $Q$  representa flujo de calor hacia el sistema, con un suministro de energía correspondiente. Un  $Q$  negativo representa flujo de calor hacia afuera del sistema.
- Un valor positivo de  $W$  representa trabajo realizado por el sistema contra el entorno, como el de un gas en expansión y, por lo tanto, corresponde a la energía que sale del sistema. Un  $W$  negativo, como el realizado durante la compresión de un gas, cuando el entorno realiza trabajo sobre el gas, representa energía que entra en el sistema.
- $Q$  y  $W$  dependen no sólo de los estados inicial y final si no también de los estados intermedios, es decir, de la trayectoria; mientras  $\Delta U$  solo depende de los estados inicial y final.

Contenido

Procesos y sistemas termodinámicos

Trabajo realizado por un gas

Energía interna de un sistema

Primera Ley de La Termodinámica

Capacidad calorífica del gas ideal

Procesos Termodinámicos

### Capacidad calorífica del gas ideal

La **capacidad calorífica a volumen**  $C_V$  constante para un gas ideal se calcula como:

$$C_V = f \frac{1}{2} R$$

donde  $f$  representa los grados de libertad de las moléculas del gas. Para el caso de un gas monoatómico  $f = 3$ , para un gas diatómico  $f = 5$ .

Usando la primera ley de la termodinámica se puede mostrar que la **capacidad calorífica a presión constante**  $C_p$ , se determina

$$C_p = C_V + R$$

esto para cualquier tipo de gas (real o ideal)

Cociente de las capacidades caloríficas  $\gamma$ .

El **cociente de capacidades caloríficas**  $\gamma$  relaciona la capacidad  $C_p$  con  $C_v$  de la siguiente manera:

$$\gamma \equiv \frac{C_p}{C_v},$$

donde se puede ver que  $\gamma$  es una cantidad adimensional.

Esta cantidad desempeña un papel importante en los procesos adiabáticos de gases con comportamiento ideal.

Dicho cociente  $\gamma$  depende del tipo de molécula, por ejemplo:

- para un gas monoatómico toma un valor

$$\gamma = 1,67,$$

- para un gas diatómico toma un valor

$$\gamma = 1,40.$$

## Contenido

Procesos y sistemas termodinámicos

Trabajo realizado por un gas

Energía interna de un sistema

Primera Ley de La Termodinámica

Capacidad calorífica del gas ideal

Procesos Termodinámicos

## Sistemas aislados

Tal y como se vio anteriormente un **sistema aislado** no realiza trabajo sobre su entorno ni intercambia calor con él por lo que para cualquier proceso que se efectúa en un sistema aislado se tiene

$$Q = W = 0$$

y, por lo tanto, de acuerdo con la primera ley de la termodinámica se tiene

$$\Delta U = 0.$$

En otras palabras, la energía interna de un sistema aislado es constante.

### Procesos cíclicos

Un **proceso cíclico** es un proceso que tarde o temprano devuelve un sistema a su estado inicial. En un proceso así, el estado final es el mismo que el inicial, así que el cambio total de energía interna  $\Delta U$  debe ser cero. Usando la primera ley de la termodinámica se tiene que para un proceso cíclico

$$W = Q$$

lo cual significa que, si el sistema realiza una cantidad neta de trabajo  $W$  durante este proceso, deberá haber entrado en el sistema una cantidad igual de energía como calor  $Q$ . Pero no es necesario que  $Q$  o  $W$  individualmente sean cero.

### Proceso isocórico

Un **proceso isocórico** se efectúa a volumen constante. Si el volumen de un sistema termodinámico es constante, no efectúa trabajo sobre su entorno o viceversa el entorno no realiza trabajo sobre el sistema; por lo que  $W = 0$ . Con ayuda de la primera ley de la termodinámica se tiene

$$Q = \Delta U = nC_V \Delta T.$$

Lo anterior lo que indica es que, en un proceso isocórico, toda la energía agregada como calor permanece en el sistema como aumento de energía interna.

Un ejemplo de un proceso isocórico es calentar un gas en un recipiente cerrado de volumen constante.

### Proceso isobárico

Un **proceso isobárico** es aquel que se efectúa a presión constante. En general, en un proceso isobárico ninguna de las tres cantidades:  $\Delta U$ ,  $Q$  y  $W$  es cero.

El trabajo en efectuado por sistema sobre el entorno o viceversa en dicho proceso se determina

$$W = p (V_f - V_i).$$

Por otro lado, con ayuda de la capacidad calorífica a presión constante el calor absorbido o cedido por el sistema se determina

$$Q = nC_p\Delta T.$$

### Proceso isotérmico

Un **proceso isotérmico** es aquel que se efectúa a temperatura constante. Para ello, todo intercambio de calor con el entorno debe efectuarse con tal lentitud para que se mantenga el equilibrio térmico. Para un gas ideal, dado que la temperatura no varía, el cambio en la energía interna es cero ( $\Delta U = 0$ ), por lo que de acuerdo a la primera ley de la termodinámica se tiene  $Q = W$ , lo que quiere decir que toda la energía que entre en el sistema como calor  $Q$  deberá salir como trabajo  $W$  efectuado por el sistema.

El trabajo efectuado por sistema sobre el entorno o viceversa en dicho proceso se determina

$$W = nRT \ln. \frac{V_f}{V_i}$$

### Proceso adiabático

Un **proceso adiabático** es aquel donde no entra ni sale calor del sistema, lo cual implica que  $Q = 0$ .

Un proceso adiabático se puede realizar rodeando el sistema con un material térmicamente aislante o realizando el proceso con tal rapidez que no haya tiempo para un flujo de calor apreciable.

Con ayuda de la primera ley de la termodinámica se tiene que para todo proceso adiabático:

$$\Delta U = -W,$$

donde se puede ver que cuando un sistema se expande adiabáticamente,  $W$  es positivo (el sistema efectúa trabajo sobre su entorno), así que  $\Delta U$  es negativo y la energía interna disminuye. Si un sistema se comprime adiabáticamente,  $W$  es negativo (el entorno efectúa trabajo sobre el sistema) y  $U$  aumenta.

Proceso adiabático para el Gas Ideal

Para un proceso adiabático se tiene que  $Q = 0$  lo cual por la primera ley de la termodinámica:

$$dU = dW \rightarrow nC_vdT = pdV$$

Usando la ecuación del gas ideal para dejar la ecuación anterior en términos de  $T$  y  $V$ , se obtiene

$$\frac{dT}{T} = -\frac{R}{C_V} \frac{dV}{V}$$

donde

$$\frac{R}{C_V} = \gamma - 1$$

Un proceso adiabático cumple con

$$TV^{\gamma-1} = \text{constante}$$

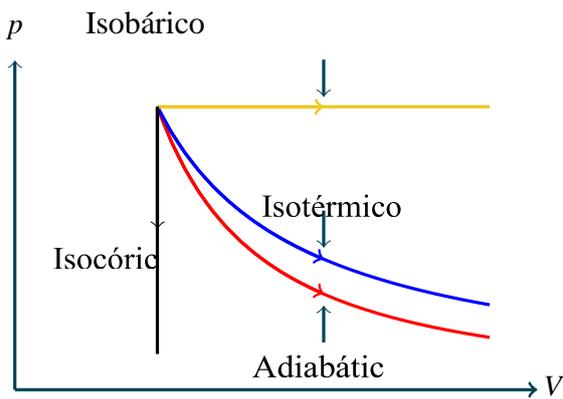
usando la ecuación del gas ideal se obtiene

$$pV^{\gamma} = \text{constante}$$

El trabajo se determina en un proceso adiabático como:

$$W = nC_V(T_1 - T_2) = \frac{1}{\gamma - 1} (p_1V_1 - p_2V_2)$$

### Procesos termodinámicos



Proceso	Restricción	Primera Ley
Adiabático	$Q = 0$	$\Delta U = W$
Isocórico	$W = 0$	$\Delta U = Q$
Isobárico	$\Delta p = 0$	$\Delta U = Q - W$

Isotermico	$\Delta U = 0$	$Q = W$
Ciclo	$\Delta U = 0$	$Q = W$

### Relaciones importantes

$pV = nRT$	$pV^\gamma = \text{const}$	$TV^{\gamma-1} = \text{const}$
$W = \int_{V_i}^{V_f} p dV$	$W = p\Delta V$	$W = nRT \ln\left(\frac{V_f}{V_i}\right)$
$\Delta U = nC_V\Delta T$	$Q = \Delta U + W$	$\gamma = \frac{C_p}{C_V}$
$C_p = C_V + R$		

### Bibliografía

- Sears, F.W., Zemansky, M.W., Young, H.D., Freedman, R.A. (2013). *Física Universitaria*. Volumen I. Décimo tercera edición. México: Pearson Education.
- Resnick, R., Halliday, D., Krane, K. (2013). *Física*. Volumen I. 5ta. Edición. México: Grupo Editorial Patria.
- Wilson, J.D., Buffa, A.J. y Lou, B. (2007). *Física*. 6ta Edición. México: Pearson educación.

### ANEXO MATERIALES Y METODOS.

#### Anexo 7. Imagen 1

#### Maquina Falex.



*Nota:* Representa la maquina mecánica la cual permitió ver el desgaste del material con lubricación.  
Tomado de autor, 2021

**Anexo 8. Imagen 2**

*Cilindro de Acero cementado.*



*Nota:* Cilindro de prueba de acero cementado sin desgaste. Tomado de autor, 2021

**Anexo 9. Imagen 3**

*Termómetro laser*



*Nota:* Termómetro laser ocupado para medir la temperatura del material. Tomado de autor, 2021

**Anexo 10.** Imagen 4

*Cilindro de Acero cementado.*



*Nota:* Cilindro de prueba de acero cementado con desgaste proporcional a temperatura, lubricante y fuerza aplicada. Tomado de autor, 2021