

Balances de energía y exergía del biodiesel de aceite de palma en un motor

John R. Agudelo S.^a, Andrés F. Agudelo S.^a, Juan F. Pérez B.^a

(a)Grupo GIMEL, Universidad de Antioquia, Colombia
*jragude@udea.edu.co

(Recibido: Junio 30 de 2006 - Aceptado: Octubre 6 de 2006)

RESUMEN

Se realizaron análisis energéticos y exergéticos en un motor diésel de automoción funcionando con biodiésel de aceite de palma y sus mezclas con combustible diésel convencional. Los balances globales se obtuvieron midiendo en un banco de ensayos en condiciones estacionarias para régimen de giro constante con varios grados de carga y para grado de carga constante con varios regímenes de giro. Se determinó la variación en la distribución de la energía y exergía, la eficiencia de segunda ley y se evaluaron las prestaciones del motor para los diferentes puntos de operación. Se encontró que el tipo de combustible no afecta la distribución de la energía, exergía ni el rendimiento efectivo pero sí el rendimiento de segunda ley, el cual es ligeramente mayor con el combustible diésel. Las condiciones de funcionamiento, por su parte, tuvieron un efecto importante en el balance energético y las prestaciones. En contraste con los resultados del balance energético, los flujos exergéticos de las corrientes de gases de escape y de refrigerante fueron bajos, especialmente para este último. Este resultado es relevante de cara a la implementación de sistemas de cogeneración.

PALABRAS CLAVE: Análisis energético, análisis exergético, biodiésel de aceite de palma, motores diésel

Energy and exergy balances of palm oil biodiesel in an engine

KEYWORDS

Energy and exergy analysis were carried out in a diesel engine operating with palm oil biodiesel and its blends with conventional diesel fuel. Global balances were obtained by conducting measurements in a test bench under stationary conditions for varying engine load at constant speed and at constant engine load with varying speed. Energy and exergy distribution variation and the efficiency of the second law were determined, and engine applications were evaluated under different operating points. It was found that fuel types do not affect either energy and exergy distribution neither effective efficiency, but it does affect the second law of efficiency, which is slightly higher for diesel fuel. On the other hand, engine operating conditions have an important effect on energy balance and performance. In contrast with energy balance results, exergy flows of exhaust and coolant streams are low, especially for the latter. This result is relevant for the implementation of cogeneration systems.

KEYWORDS: Energy analysis, exergy analysis, palm oil biodiesel, diesel engines.

1. INTRODUCCIÓN

El análisis energético en un motor permite comparar su desempeño cuando opera bajo diferentes condiciones (régimen y carga) y/o con diferentes combustibles. El análisis exergético, por su parte, permite evaluar la operación del motor teniendo en cuenta los límites teóricos alcanzables en los diferentes procesos, esto se logra introduciendo un término de destrucción que da cuenta de la magnitud y localización de sus irreversibilidades [13].

En la literatura se encuentran trabajos relacionados con la aplicación de balances energéticos y exergéticos en motores, la mayoría de ellos aplicados a motores de encendido por compresión (MEC) [4, 5]. Sobre mezclas de biodiesel en diferentes porcentajes se reportan consumos, prestaciones y emisiones en motores diesel, por parte de autores como Carraretto [6], quien trabajó con motores de inyección directa o Usta [7] en motores de inyección indirecta turbocargados.

Sobre análisis exergéticos la mayoría de las publicaciones se basan en la simulación del ciclo, que aunque aproxima relativamente bien el proceso global, están limitadas por las diferentes hipótesis sobre el motor, los combustibles, las condiciones de flujo, etc. [4, 5]. Sólo uno de los trabajos ajusta su modelo de simulación al motor de estudio operando con diesel [8].

Pocos trabajos han incluido modelos de los demás sistemas del motor con el fin de obtener un balance global [9]. El primer trabajo experimental que realiza el balance exergético de un MEC (monocilíndrico) operando con diesel, aparece en 1988 [10]. No se tiene referencia de trabajos que realicen balances exergéticos en MEC usando biodiesel. La mayoría de estudios con biodiesel reportan resultados de prestaciones y emisiones.

En este trabajo se han realizado análisis energéticos y exergéticos globales en un motor diesel de automoción, a diferentes grados de carga y regímenes de giro empleando diesel, biodiesel de aceite de palma puro (B100) y su mezcla al 50% en volumen (B50).

2. EXPERIMENTACIÓN

Las mediciones se realizaron sobre un MEC de automoción, turboalimentado, de 4 cilindros en

línea, de inyección directa montado en un banco de ensayos instrumentado [11].

Las propiedades del diesel se tomaron del trabajo de Villalta [12] y las del B100 (Biodiesel de aceite de palma) de Agudelo y Benjumea [13]. Las propiedades de la mezcla B50 se calcularon a partir del diesel y del B100, asumiendo condiciones de mezcla perfecta de acuerdo con el trabajo de Ramírez [14].

Los ensayos se realizaron a igualdad de potencia de salida para los tres combustibles. Con el fin de obtener un amplio espectro del balance del motor, se emplearon 8 puntos de medida en diferentes grados de carga y regímenes de giro (Figura 1. Puntos de medición en el motor).

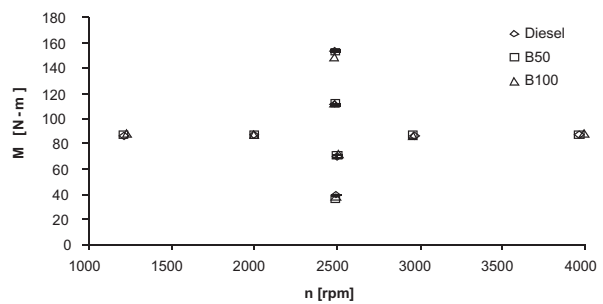


Figura 1. Puntos de medición en el motor.

3. BALANCES

3.1 Balance energético:

Se determinó la distribución de energía en el motor entre la potencia efectiva, los gases de escape, el sistema de refrigeración y las pérdidas al ambiente. La energía asociada al flujo de aire se despreció y la entalpía del agua en los diferentes estados se obtuvo a partir de las correlaciones presentadas por Wagner et al., [15]. La energía asociada a la transferencia de calor hacia el ambiente, que incluyó el calor por convección, radiación y el transferido por el aceite, se determinó a partir de la aplicación de la primera ley de la termodinámica, bajo la condición de estado estacionario.

3.2 Balance exergético

Se determinaron las distribuciones porcentuales de exergía en el motor para los gases de escape, el refrigerante y el combustible.

La exergía destruida fue calculada a partir de la aplicación de la segunda ley de la termodinámica y para el flujo exergético de la corriente de gases de escape se consideró sólo la parte física de su exergía, ya que la química no se puede aprovechar con dispositivos convencionales o sistemas de cogeneración.

Las diferencias de entalpía y entropía para los gases fueron calculadas a partir de una expresión polinómica para el calor específico isobárico de los gases [11], mientras que para el agua se emplearon las correlaciones de la IAPWS [15].

Para el combustible se despreció la exergía física, ya que entra a la bomba de inyección a temperatura ambiente y a baja presión. Su exergía química fue estimada a partir del poder calorífico inferior, donde para este caso en que los combustibles no contienen azufre, se tiene [16]:

$$\frac{\overline{ex}^o}{PCI_{comb}} = 1,0401 \frac{Y_H}{Y_C} + 0,1728 \frac{Y_O}{Y_C} + 0,0432 \frac{Y_C}{Y_C} \quad (1)$$

Los Y_i se refieren a la fracción másica de cada elemento en el combustible.

El rendimiento de segunda ley fue calculado como el cociente entre la potencia real y la máxima reversible, lo cual permite identificar qué tan lejos se encuentra el motor del límite impuesto por el criterio de Carnot.

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1 Balance energético

La distribución del recurso energético (100%), se presenta en las figuras 2 y 3 para B100, a régimen de giro y grado de carga constante respectivamente.

A régimen de giro constante el porcentaje de energía del refrigerante disminuye y el de los gases aumenta. Estas variaciones son pequeñas y aproximadamente iguales, lo cual genera que en el balance, el porcentaje de energía que se deja de ceder al ambiente pase a formar parte de la potencia efectiva.

A grado de carga constante aumenta la porción de energía de los gases de escape, debido al

incremento en su temperatura y flujo másico. La porción de energía cedida al refrigerante no varía significativamente, por lo que, en el balance, el porcentaje de potencia efectiva disminuye, como se ve en la figura 3.

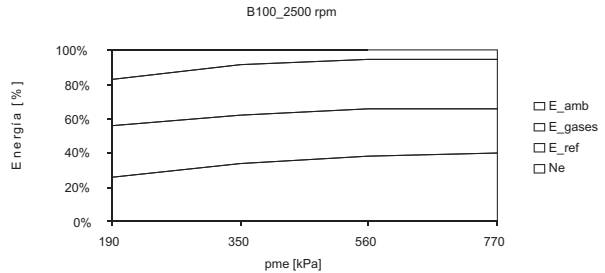


Figura 2. Distribución de la energía en el motor a régimen de giro constante con combustible B100.

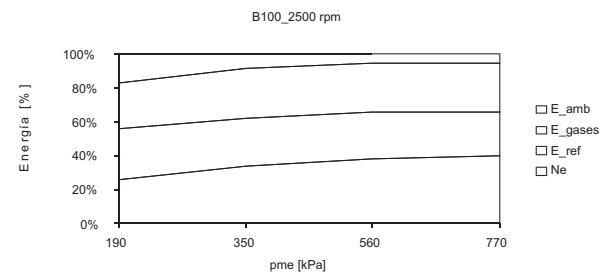


Figura 3. Distribución de la energía en el motor a grado de carga constante con combustible B100.

En las figuras 4 y 5 se observa que los términos del balance varían de forma similar con el régimen de giro y con el grado de carga para los combustibles ensayados.

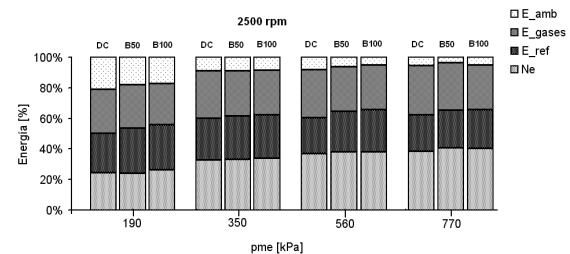


Figura 4. Resultados del balance energético a régimen de giro constante.

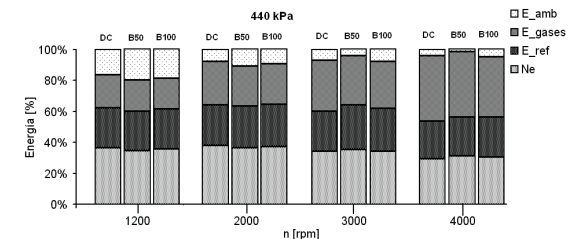


Figura 5. Resultados del balance energético a grado de carga constante.

4.2 Balance exergético

En las Figuras 6 y 7 se muestran los balances exergéticos para B100 a régimen de giro constante y grado de carga constante, respectivamente. En ambos casos la destrucción relativa de exergía es mayor a bajos regímenes y bajos grados de carga. Esto se debe a que el proceso de combustión es más irreversible por fenómenos como el mezclado y la transferencia de calor entre las zonas quemada y sin quemar al interior del cilindro. Adicionalmente, al aumentar la carga, se enriquece la mezcla, lo que contribuye a disminuir la irreversibilidad del proceso de combustión [17, 18].

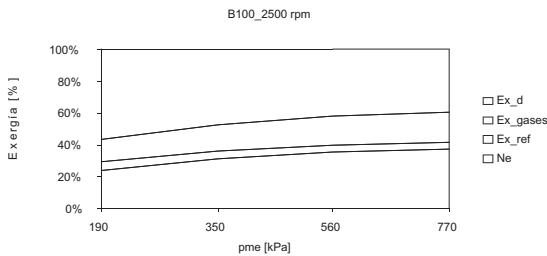


Figura 6. Distribución de la exergía en el motor a régimen constante con combustible B100.

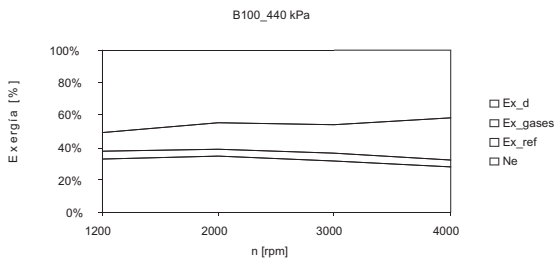


Figura 7. Distribución de la exergía en el motor a par constante con combustible B100.

La fracción de exergía del agua de refrigeración no varía con el punto de funcionamiento del motor, lo cual significa que la exergía de esta corriente aumenta linealmente con la suministrada a éste

La exergía de los gases de escape, no obstante permanecer aproximadamente constante con el grado de carga, respecto a la exergía suministrada, incrementa notablemente con el régimen de giro. Este comportamiento se debe al aumento en la temperatura y el flujo másico de los gases.

Las Figuras 8 y 9 muestran que el tipo de combustible no afecta significativamente el

balance exergético en los puntos de funcionamiento ensayados.

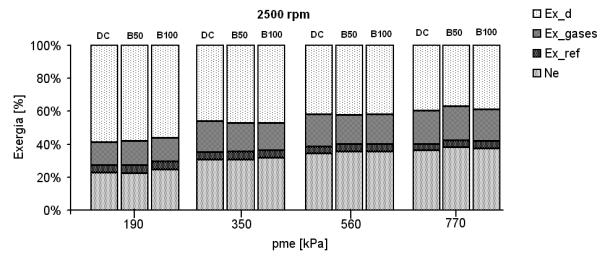


Figura 8. Balance exergético a régimen de giro constante para los diferentes combustibles

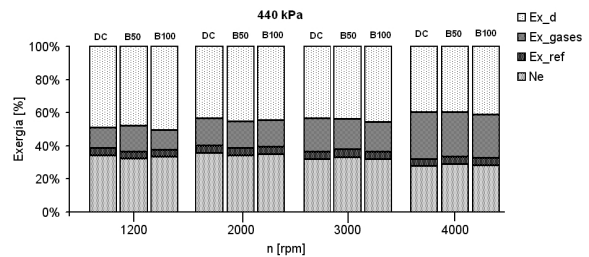


Figura 9. Balance exergético a carga constante para los diferentes combustibles

Las Figuras 10 y 11 permiten comparar las fracciones de la exergía suministrada que se llevan los gases de escape y el refrigerante, con las respectivas fracciones energéticas. La diferencia entre sus magnitudes marca la diferencia entre los análisis de primera y segunda ley. Las fracciones exergéticas son mucho menores que las energéticas, sobre todo en el caso del refrigerante, debido a que la energía cedida a éste está a baja temperatura. Esto da una idea más clara de las irreversibilidades en los procesos de transferencia de calor en el motor y permite conocer mejor el potencial de cogeneración de estas corrientes.

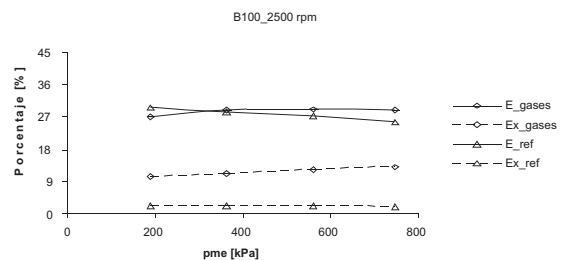


Figura 10. Porcentajes de energía y exergía a régimen constante

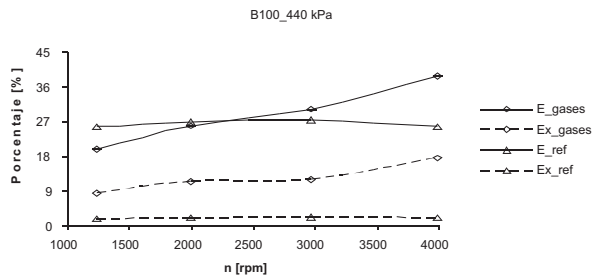


Figura 11. Porcentajes de energía y exergía a par constante

4.3 Prestaciones

Como el rendimiento efectivo no cambió con los combustibles, las diferencias en el contenido energético de éstos se reflejan en el consumo específico de combustible, el cual es más bajo para diesel y mayor para B100 (Figuras 12 y 13).

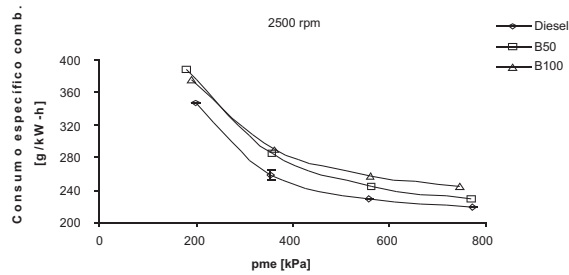


Figura 12. Consumo específico de combustible a régimen constante

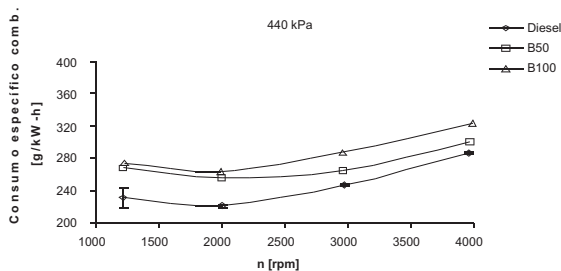


Figura 13. Consumo específico de combustible a grado de carga constante

Las diferencias en los puntos a bajo grado de carga y régimen de giro no se aprecian fácilmente debido a los mayores niveles de incertidumbre en las mediciones, producidas por la inestabilidad del freno dinámico en esta zona de trabajo.

La temperatura de gases de escape es ligeramente menor para B50 y B100 (ver figura 14 y 15). Debido a que el rendimiento efectivo y el dosado relativo prácticamente no se ven afectados por el tipo de combustible, independientemente del modo de operación, dicha diferencia se explica por la menor temperatura de llama adiabática del biodiesel [19].

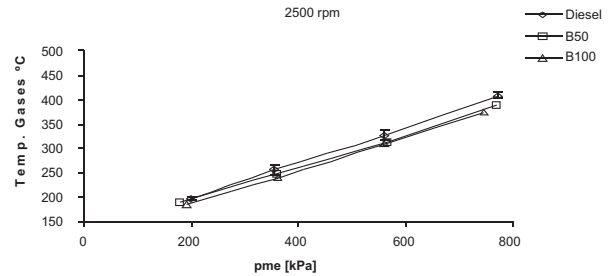


Figura 14. Temperatura de gases de escape a régimen constante

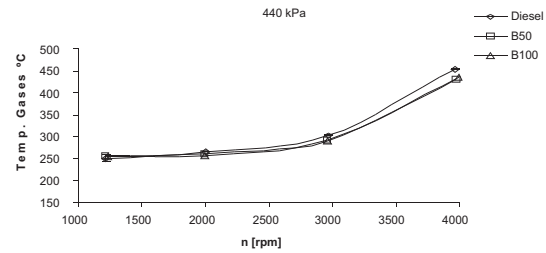


Figura 15. Temperatura de gases de escape a grado de carga constante

Los rendimientos de primera y segunda ley mostrados en las Figuras 16 y 17, presentan la misma tendencia con el régimen de giro y el par, lo cual significa que se aprovecha más energía de la suministrada no sólo por la disminución relativa de las pérdidas al ambiente sino porque los procesos se hacen más reversibles.

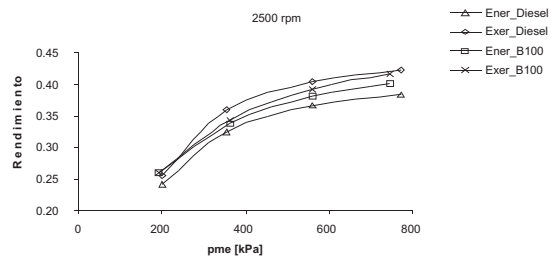


Figura 16. Rendimientos energéticos y exergéticos a régimen constante

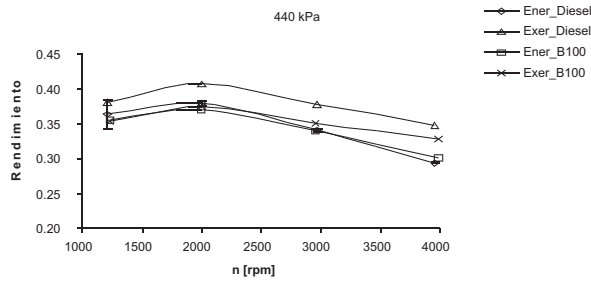


Figura 17. Rendimientos energéticos y exergéticos a régimen constante

El rendimiento de segunda ley es ligeramente mayor para diesel, lo cual se puede explicar por su mayor temperatura de llama adiabática, que se refleja en mayores temperaturas de los gases de escape. Esta mayor temperatura contribuye a que el proceso de combustión, la principal fuente de irreversibilidades en MCIA, sea menos irreversible [17].

5. CONCLUSIONES

Las condiciones de funcionamiento afectaron la distribución de la energía y la exergía en el motor, mientras que el tipo de combustible no generó variaciones significativas. La fracción de energía que se convierte en potencia efectiva aumenta con el grado de carga a régimen de giro constante y disminuye con el régimen de giro a grado de carga constante.

Cerca de la mitad de la energía suministrada al motor se distribuye entre el refrigerante y los gases de escape, recursos que se pueden aprovechar en un sistema de cogeneración. En este sentido, es interesante evaluar un sistema de cogeneración para el motor, operando a alto régimen de giro, donde se tiene alta energía en los gases de escape. Aunque el rendimiento efectivo es bajo en estas condiciones, el aprovechamiento de la energía de los gases podría dar lugar a un alto rendimiento del sistema combinado.

El rendimiento efectivo no se vio afectado por el tipo de combustible, lo cual significa que el aprovechamiento de la energía en el motor es similar. El consumo específico de combustible incrementó en proporción directa a la concentración de biodiesel en la mezcla. Esto se debe a su menor poder calorífico.

Se encontró que el rendimiento de segunda ley es

mayor que el de primera ley y que tiene la misma tendencia con respecto al régimen de giro y el grado de carga, lo cual significa que se aprovecha más y mejor la energía del combustible. Por otro lado, se observó mayor rendimiento de segunda ley con el combustible diesel, lo cual se puede atribuir a las mayores temperaturas de gases de escape.

6. AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a Colciencias por financiar el proyecto 1115-05-16882. También se agradece a Akzo Nobel de Colombia (Interquim S.A.) por suministrar el biodiesel de aceite de palma y al Laboratorio de Crudos y Derivados de la Universidad Nacional sede Medellín por la caracterización de los combustibles.

7. NOMENCLATURA

| | |
|-------------|---|
| <i>B100</i> | Biodiesel puro |
| <i>B50</i> | Mezcla de biodiesel-diesel al 50% en volumen. |
| <i>DC</i> | Diesel corriente |
| <i>e</i> | Energía específica [kJ/kg] |
| <i>ex</i> | Exergía específica [kJ/kg] |
| F_{est} | Dosado estequiométrico [adimensional] |
| <i>gef</i> | Consumo específico de combustible [g/kWh] |
| <i>M</i> | Par [N-m] |
| <i>n</i> | Regímen de giro [rpm] |
| | Potencia efectiva [kW] |
| <i>PCI</i> | Poder calorífico inferior [kJ/kg] |
| <i>PM</i> | Peso molecular [kg/kmol] |
| <i>pme</i> | Presión media indicada [kPa] |
| <i>Y</i> | Fracción másica |

Subíndices

| | |
|-------------|--------------|
| <i>amb</i> | Ambiente |
| <i>c</i> | Carbono |
| <i>comb</i> | Combustible |
| <i>d</i> | Destruída |
| <i>e</i> | Entrada |
| <i>H</i> | Hidrogeno |
| <i>o</i> | Oxigeno |
| <i>ref</i> | Refrigerante |

Superíndices

| | |
|----------|---------|
| <i>F</i> | Física |
| <i>Q</i> | Química |

Caracteres griegos

| | |
|--------|-------------------------------|
| ρ | Densidad [kg/m ³] |
| ' | Eficiencia de primera ley [%] |
| '' | Eficiencia de segunda ley [%] |

8. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] R. Gaggioli and P. Petit, *Use the second law, first*, CHEMTECH, pp. 496-506, agosto de 1977.
- [2] M. Rosen, *Second-law analysis: Approaches and implications*, International Journal of Energy Research, vol. 23, pp. 415-429, 1999.
- [3] M. Moran and E. Sciubba, *Exergy analysis: Principles and practice*, Journal for Engineering of Gas Turbines and Power, N° 116, pp. 285-290, 1994.
- [4] C. D. Rakopoulos and E. G. Giakoumis, *Second-law analyses applied to internal combustion engines operation*, Progress in Energy and Combustion Science, vol. 32, pp. 2 - 47, 2006.
- [5] J. A. Caton, *A review of investigations using the second law of thermodynamics to study internal combustion engines*, Society of Automotive Engineers, SAE Paper No. 2000-01-1081, 2000a.
- [6] C. Carraretto and A. Macor, *Biodiesel as alternative fuel: Experimental analysis and energetic evaluations*, Energy, vol. 29, pp. 2195-2211, 2004.
- [7] N. Usta and E. Öztürk, *Combustion of biodiesel fuel produced from hazelnut soapstock/waste sunflower oil mixture in a Diesel engine*, Energy Conversion and Management, vol. 46, pp. 741-755, 2005.
- [8] F. Bozza, R. Nocera, A. Senatore and R. Tucillo, *Second Law Analysis of Turbocharged Engine Operation*, Society of Automotive Engineers, SAE paper No. 910418, 1991.
- [9] W. H. Lipkea and A. D. Dejoode, *A comparison of the performance of two direct injection diesel engines from a second law perspective*, Society of Automotive Engineers, SAE Paper No. 881284, 1988.
- [10] A. Alkidas, *The application of availability and energy balances to a diesel engine*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 110, 1988.
- [11] J. R. Agudelo, A. F. Agudelo y C. A. Sánchez, *Estudio experimental del proceso de combustión del biodiesel de aceite de palma en un motor diesel de automoción*, CIUREE, 2006.
- [12] J. Villalta, *Implementación de un modelo termodinámico de diagnóstico de una zona para motores diesel ID y propuesta de ampliación a dos zonas*, proyecto fin de carrera, Universidad de Castilla-La Mancha, 2004.
- [13] J. R. Agudelo y P. B. Benjumea, *Biodiesel de aceite crudo de palma colombiano. Aspectos de su obtención y utilización*, Universidad de Antioquia, 2004.
- [14] P. Ramirez, *Caracterización de biocombustibles para motores diesel*, proyecto fin de carrera, Universidad de Castilla-La Mancha, 2004.
- [15] W. Wagner et al., *The IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*. Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 122, pp. 150-182, 2000.