

Análisis comparativo del desempeño y emisiones de un motor diesel de gran capacidad operando bajo dos escenarios: trabajo en ruta activa y trabajo en banco

Comparative performance and emission tests of a heavy duty off-highway diesel engine working in two different conditions: route test and bench test

Juan Miguel Mantilla González¹, Jorge A. Roncancio G.² y Helmer R. Acevedo G.³

RESUMEN

La primera revolución académica, llevada a cabo desde finales del siglo XIX en países desarrollados, hace de la investigación una función universitaria adicional a la tradicional tarea de enseñanza. Una segunda revolución académica intenta transformar la universidad en una empresa de enseñanza, investigación y desarrollo socioeconómico. El artículo científico llega a ser un excelente medio práctico para el "movimiento" de nuevo conocimiento entre la universidad y el entorno socioeconómico. Este trabajo tiene dos propósitos. Primero, presentar algunas consideraciones generales sobre la investigación y el artículo científico. El segundo, el de dar a conocer una herramienta computacional que sirve para apoyar el proceso de revisión de citas bibliográficas en un artículo científico. Este paso es usualmente realizado a mano y requiere experiencia. El software facilita leer dos archivos de texto, uno con el contenido del artículo y otro con las referencias bibliográficas, y luego generar un reporte que permite identificar los autores citados en el texto pero que no están referenciados en la bibliografía, y determinar los autores citados en la bibliografía mas no citados en el texto del artículo. El software también permite a los investigadores y a los coordinadores de revistas detectar errores de referenciamiento entre citas en el texto y referencias bibliográficas. Los pasos para desarrollar el software fueron: análisis, diseño, implementación y uso. Para el análisis fue importante la revisión de la literatura sobre elaboración de citas en documentos científicos.

Palabras clave: revoluciones académicas, investigación, artículos científicos, revisión citas vs. bibliografía, software.

ABSTRACT

Several tests were carried out on a 1,640 kW (2,200 hp) diesel engine operating in two different sets of conditions: a bench test and route test (when the engine was located on a mining truck). The engine was mounted on a dynamometer for the first set of conditions. The parameters measured were break torque, cylinder and air inlet temperatures, exhaust gas temperature and both fuel consumption and airflow. Gas emissions were also recorded. The engine operated during the first phase of the study according to a test protocol allowing real work conditions to be simulated during a typical cycle present on the operation route. Afterwards, the mining truck was instrumented for the second set of working conditions and the corresponding monitoring work was done while the truck was working on the route assigned by the truck's operator. A comparative analysis was then made of the results obtained in the two sets of working conditions. This analysis led to observing that the results obtained in the two tests had a very similar pattern and thus led to validating the results obtained in the bench test.

Keywords: mining truck, diesel exhaust emissions, diesel engine performance, route test, dynamometer test.

Recibido: enero 29 de 2009

Aceptado: febrero 19 de 2010

Introducción

La industria requiere de datos obtenidos en condiciones reales de operación para poder realizar estimativos de costos de operación y funcionamiento de la flota de vehículos que operan en sus compañías durante el periodo de vida útil de éstos (Acevedo y Mantilla, 2006).

Comúnmente, en la industria el desempeño de máquinas tales como los motores diesel, los cuales son ampliamente utilizados para impulsar vehículos de carga, es especificado y determinado mediante extensas pruebas en banco hechas por el fabricante; sin

embargo, son inusuales las pruebas de estos motores bajo condiciones reales de operación, es decir, ensamblados en el respectivo vehículo y operando de la forma como lo harán durante su vida útil (Kennedy *et ál.*, 1975).

Algunas técnicas sugeridas para la evaluación en ruta de vehículos incluyen el uso de posicionadores geográficos (GPS) (Bevly, 2006; Chakrabarty *et ál.*, 2007), el uso de las computadoras con las que cuenta el vehículo, y sistemas más sofisticados para evaluar en tiempo real las variables. La Asociación de Ingenieros de Vehículos de Estados Unidos ha definido algunas recomendaciones en el documento SAE J1263 (1996) para la medición de los parámetros necesarios con el fin de obtener el desempeño real de los ve-

¹ Profesor Asistente, Departamento de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Colombia, Bogotá jmmantillag@unal.edu.co

² Investigador, Departamento de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Colombia, Bogotá.

³ Profesor Asistente, Departamento de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Colombia, Bogotá.

hículos en banco y en ruta bajo condiciones de carga. Este estudio sigue dichas recomendaciones y toma señales propias del motor, así como también algunas otras adquiridas usando instrumentación externa que no altera en modo alguno el desempeño del motor.

De igual forma, la creciente necesidad de cumplir con los estándares ambientales exigidos por los organismos estatales y privados, urge la búsqueda de pruebas que permitan establecer las emisiones reales de los motores bajo condiciones de operación (Takad et al., 2002). Faltan datos sobre emisiones de material volátil y semivolátil, al igual que de las propiedades físicas y químicas del material particulado de los motores diesel operados en ruta (Cocker et al., 2004). Turrio et al. (2006) realizaron un estudio sobre buses urbanos operados con gas natural (ignición por chispa) para medir las concentraciones reales de sustancias cancerígenas. Compararon los resultados frente a buses con motores diesel. Este estudio muestra las grandes ventajas de evaluar vehículos en condiciones reales de operación.

Dentro de este contexto, se hizo un análisis comparativo del desempeño y emisiones de un motor diesel de 1.640 kW (2.200 hp) perteneciente a un camión minero, cuando dicho motor se opera en dos escenarios: i) prueba en banco, y ii) prueba en ruta de operación.

Para esto el motor fue debidamente instrumentado y se efectuaron las mediciones de los principales parámetros de funcionamiento, a saber: potencia desarrollada por el motor, velocidad de giro, temperaturas de operación, emisiones gaseosas, consumo de combustible y presión de sobrealimentación.

Es posible encontrar que, a pesar de no registrarse resultados idénticos en los dos escenarios de funcionamiento, la similitud alcanzada es considerable, con lo cual es posible concluir que los resultados obtenidos en los bancos de prueba pueden re-crear condiciones de operación reales en el motor.

Procedimiento experimental

A continuación se describen, paso a paso, las condiciones bajo las cuales se desarrollaron las pruebas.

Descripción de equipos

Motor y vehículo de prueba

Las características del vehículo y del correspondiente motor utilizados durante las pruebas se muestran en la Tabla 1.

Prueba en banco

Banco de prueba

Para los ensayos se dispuso de un dinamómetro tipo hidrofreno y un sistema de adquisición de datos. Este sistema permite registrar velocidad de giro del motor, potencia, torque, temperatura en la línea de combustible, temperaturas en las culatas, temperatura de líquido lubricante, temperatura de líquido refrigerante y temperatura de gases de escape.

Sensores y equipos de medición

Para la toma y recolección de los datos durante la prueba en banco se utilizó la instrumentación listada en la tabla 2.

Tabla 1. Características del motor de pruebas

Característica	Valor / Referencia
Marca	Caterpillar
Dimensiones externas	
Largo total	12.866 mm.
Ancho total	7.570 mm.
Distancia entre ejes	5.900 mm.
Altura total	6.426 mm.
Peso	
G.V.W. (Gross vehicle Weight)	384.000 kg.
Motor	
Ubicación en el vehículo	Delantera
Fabricante	Caterpillar
Combustible	Diesel
Número cilindros/disposición	Dieciséis (16)/ en V 60°
Válvulas por Cilindro	4
Desplazamiento	69.100 c.c.
Diámetro de Cilindro	170 mm.
Carrera (Longitud)	190 mm.
Alimentación de Combustible	Inyección directa, <i>Common rail</i> .
Potencia Máxima	1.615 kW (2.166 hp) @ 1750 rpm
Transmisión	
Caja de cambios	6 adelante 1 reversa

Tabla 2. Sensores y equipos de medición

PARÁMETRO MEDIDO	EQUIPO
Humedad relativa ambiente	Higrómetro digital JT-303, 10-99%, ±1%.
Temperatura ambiente	Termómetro digital JT-303, -50 – 70° C. ±1,0° C
Caudal de aire de admisión	Anemómetro análogo. 0-1200m/min, ±1m/min.
Flujo de Combustible	Flujómetro electrónico para combustible Diesel. 0-9999Gal, 0,25-3gpm, ±0,01Gal.
Emisiones	Analizador de gases Bacharach, Modelo E-300. Medición en base volumétrica de gas seco, CO, CO ₂ , SO ₂ , O ₂ , NO _x .
Opacidad de humos	Opacimetro de flujo parcial, 0,0-100% de opacidad, ±1%
Temperaturas de culatas de motor	Termocuplas tipo K, -200 – 1.250 °C, ±0,1°C
Temperatura de combustible	Termocuplas tipo K, -200 – 1.250 °C, ±0,1°C
Temperaturas de gases de escape	Termocuplas tipo K, -200 – 1.250 °C, ±0,1°C
Temperatura de liquido refrigerante	Termocuplas tipo K, -200 – 1.250 °C, ±0,1°C

Prueba en ruta operativa

Para la determinación de los parámetros de funcionamiento del motor se utilizó un sistema de telemetría que permitió transmitir en tiempo real la respectiva información. En este caso las mediciones de velocidad de giro del motor, torque, consumo de combustible, presión de sobrealimentación, temperatura de líquido refrigerante y temperatura de gases de escape fueron realizadas por medio del sistema de monitoreo propio del vehículo: *VIMS (Vital Information Management System)*. Este sistema recoge la información de los sensores del motor descritos, cuyos datos son además utilizados por la unidad electrónica de control (ECU, en inglés) del motor, que toma decisiones como el tiempo de inyección y la cantidad de combustible a inyectar, así como la veloci-

dad de giro del motor en ralentí, entre otras. De acuerdo con el manual del fabricante del motor, el tiempo de respuesta de estos sensores, exceptuando los de temperatura, es de 1 ms, y la frecuencia de operación del microprocesador de la ECU se encuentra en 40 MHz. De igual forma, durante la prueba en banco las mediciones hechas fueron confrontadas con las registradas por el sistema de monitoreo mencionado, con lo cual se pudo comprobar la fiabilidad de dicho sistema.

Finalmente, para la medición de las emisiones gaseosas se emplea el equipo correspondiente al referenciado en la tabla 2. El tiempo de respuesta de este equipo está cerca de los cinco (5) segundos. Para compensar el tiempo de retraso en la medición se incorpora un sistema de muestreo constante de gases de escape, el cual garantiza que el analizador lea todas las emisiones procedentes del motor, y luego éstas se ubican en su punto correspondiente sobre la línea de tiempo, es decir, cinco segundos antes.

Combustible utilizado

Diesel

Las características del combustible diesel utilizado durante la prueba se muestran a continuación (Tabla 3).

Tabla 3. Características del combustible diesel utilizado

Característica	Valor
Composición química aproximada	$C_{12}H_{22}S_{0,26}$
Composición química (en base másica)	
Carbón – C	82,5 %
Hidrógeno – H_2	12,75 %
Azufre – S	4,75 %
Nitrógeno – N	Insignificante
Oxígeno – O_2	Insignificante
Cenizas – Ash	Insignificante
Poder calorífico inferior (LHV)	44,91 MJ/kg.

Descripción de las pruebas

Las pruebas se dividieron en dos fases o escenarios; en el primer escenario se evaluó el desempeño del motor en banco. El segundo consistió en realizar la prueba en ruta siguiendo un ciclo típico de operación del camión. En cada una de las fases se hicieron mediciones de torque, potencia, r. p. m., temperaturas, presiones, flujo de combustible diesel, emisiones gaseosas y caudal de aire de admisión.

Escenario 1, prueba en banco

Prueba A, WOT (*Wide Open Throttle*)⁴

Prueba B, r. p. m. fijas y carga variable: prueba con acelerador automático. En ella se mantiene una velocidad del motor de 1.750 r. p. m. y se aplican cargas de 372 kW, 745 kW, 1.118 kW, 1.342 kW y 1.491 kW (500 hp, 1.000 hp, 1.500 hp, 1.800 hp, 2.000 hp).

Prueba C, r. p. m. fijas y carga variable: prueba con acelerador automático. En esta prueba se fija una velocidad del motor de 1.950 r. p. m. y se aplican cargas de 372 kW, 745 kW, 1.118 kW, 1.342 kW y 1.491 kW (500 hp, 1.000 hp, 1.500 hp, 1.800 hp, 2.000 hp).

Escenario 2, prueba en ruta operativa

Para la segunda fase del estudio se instaló la debida instrumentación al camión minero y se procedió a realizar el correspondiente monitoreo durante la operación de éste en la ruta asignada. Para la prueba se efectuaron tres repeticiones del mismo ciclo de trabajo.

El perfil de altimetría de la ruta seguida durante la prueba se muestra en la Figura 1.

La temperatura ambiente durante las pruebas en banco osciló entre 35,7 y 36,6 °C. Para el caso de las pruebas en ruta esta variable estuvo entre 26,6 y 34,1 °C. En cuanto a la humedad relativa, durante las pruebas en banco osciló entre 54 y 58,5%, mientras que para el caso de las pruebas en ruta la variable se mantuvo entre 42,5 y 50,5%. La temperatura de combustible en el banco permaneció en un rango similar al de la prueba en ruta, correspondiente a 50 ± 4 °C, aproximadamente.



Figura 1. Perfil de altimetría de ruta

Resultados

Potencia

El comportamiento de la potencia con respecto a la velocidad de giro del motor se puede apreciar en la figura 2.

En la gráfica se puede observar que la potencia generada por el motor en la prueba en ruta presenta un comportamiento bastante uniforme, es decir que dentro del intervalo de revoluciones de operación del motor la potencia generada se mantiene prácticamente constante. Para el caso de la prueba en banco la potencia adopta valores mayores que los obtenidos en la prueba en ruta hasta el punto de 1.750 r. p. m. aproximadamente; dicha diferencia adopta un valor máximo de 30,7% para el punto de 1.450 r. p. m. A partir de 1.750 r. p. m. en adelante la potencia decrece de manera súbita, llegando hasta los 745 kW (1.000 hp) para el caso de la prueba en banco.

Como se puede apreciar en la figura 3, para la prueba en ruta la apertura de la mariposa es proporcional al aumento de potencia, mientras que para las pruebas en banco la apertura de la mariposa se mantiene constante hasta una potencia de 1.193 kW (1.600 hp) aproximadamente; a partir de este punto la apertura de la mariposa adopta un comportamiento exponencial, el cual obedece al hecho de que la potencia comienza a decrecer a partir de las 1.800 r. p. m., tal como se señala en la figura 2.

⁴ Mariposa totalmente abierta, por sus siglas en inglés.

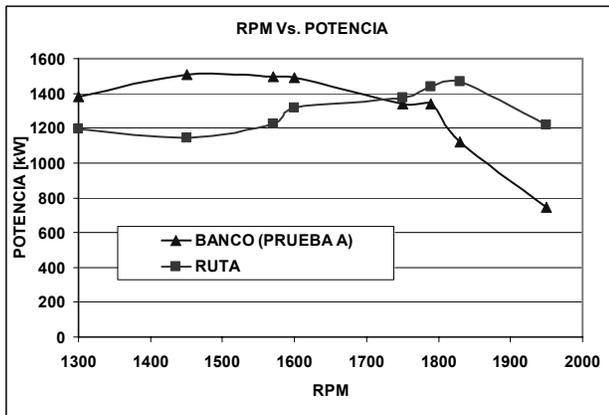


Figura 2. Revoluciones por minuto Vs. Potencia

Apertura de mariposa

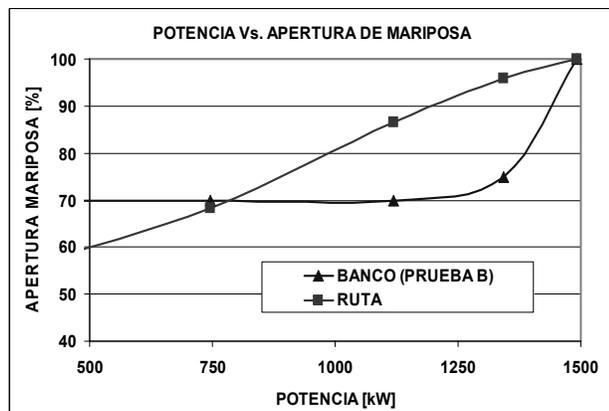


Figura 3. Potencia Vs. Apertura de mariposa

Relación aire-combustible

Como es posible ver en la figura 4, para las pruebas en ruta la relación aire/combustible obtenida fue siempre mayor con respecto a la obtenida en la prueba en banco, llegándose a una máxima diferencia de 16% para el punto de 1.305 kW (1.750 hp), dicho comportamiento se puede explicar debido al hecho de que durante las pruebas en banco el motor trabajó con solo dos filtros de aire, siendo lo normal en estos motores hacerlo con cuatro filtros.

Es importante resaltar que en ambos escenarios de funcionamiento el motor siempre trabajó con una relación A/F por encima de la estequiométrica, es decir, siempre hubo exceso de aire, significando que existió una condición de operación adecuada para un motor diesel.

Temperaturas de operación

El comportamiento de la temperatura del líquido refrigerante se muestra en la figura 5. Se puede observar que la temperatura determinada en los dos escenarios de funcionamiento sigue la misma tendencia, siendo superior la registrada en la prueba en banco hasta el punto de 1.454 kW (1.950 hp); dicha diferencia adopta un valor máximo de 1,92% a partir del punto de 1.454 kW (1.950 hp); la temperatura lograda en la prueba en banco es ligeramente inferior a la registrada en la prueba en ruta.

De manera contraria a la tendencia seguida por la temperatura del líquido refrigerante se comporta la temperatura de gases de escape

registrada en los dos escenarios de prueba. Dentro de todo el intervalo de potencia las temperaturas de gases de escape determinadas para la prueba en ruta son superiores a las establecidas en la prueba en banco y a partir de una potencia de 1.193 kW (1.600 hp) aproximadamente dicha temperatura presenta un incremento con tendencia exponencial, llegándose a una diferencia máxima de 58,57% en el punto de 1.491 kW (2.000 hp), siendo mayor, como se dijo, la temperatura en la prueba en ruta. Dicho comportamiento se debe a que en el caso de la prueba en ruta la válvula de alivio de los turbocargadores presentó algunas anomalías durante su funcionamiento. Dicha válvula estaba derivando una mayor cantidad de gases directamente al tubo de escape sin que éstos pasaran por los turbocargadores; con ello la energía contenida en los gases de escape no se aprovechaba y por lo tanto su temperatura a la salida del tubo de escape era mayor. Contrario a lo que ocurrió en el caso de la prueba en banco, donde la cantidad de gases de escape conducidos hacia los turbocargadores fue mayor y con esto se aprovechó la energía contenida en ellos, lo que finalmente llevó a tener una menor temperatura de gases de escape. La situación descrita se puede ver reflejada claramente en la figura 7 (Potencia Vs. Presión de sobrealimentación).

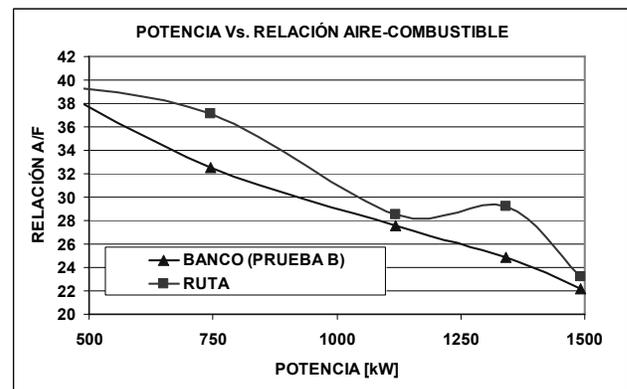


Figura 4. Potencia Vs. Relación aire-combustible

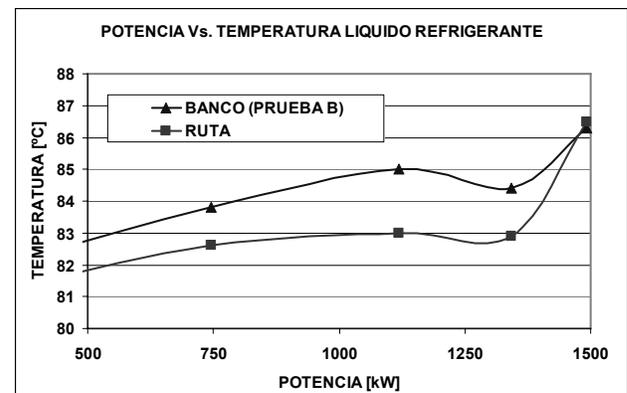


Figura 5. Potencia Vs. Temperatura del líquido refrigerante

Presión de sobrealimentación

El comportamiento de la presión de sobrealimentación es presentado en la figura 7.

Durante todo el intervalo de potencia la presión de sobrealimentación desarrollada por los turbocargadores es mayor para el caso de la prueba en banco, llegándose a una máxima diferencia de 42,1% para el punto de 1.118 kW (1.500 hp). El comportamiento de los resultados está estrechamente relacionado con el comporta-

miento observado en la temperatura de gases de escape antes explicado.

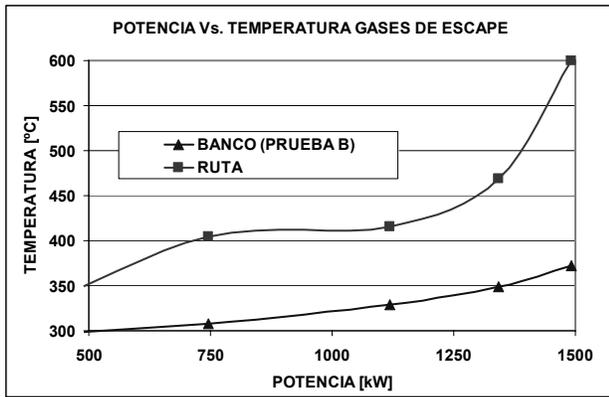


Figura 6. Potencia Vs. Temperatura de los gases de escape

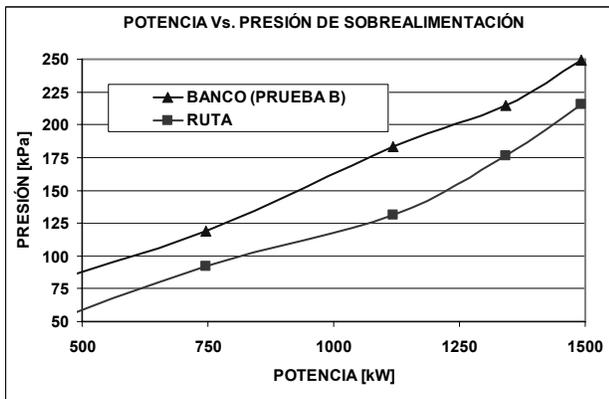


Figura 7. Potencia Vs. Presión de sobrealimentación

Emisiones gaseosas

La Figura 8 revela el comportamiento de la emisión específica de hidrocarburos sin quemar (HC) calculados a partir del balance de combustión, el cual es realizado a partir de los resultados volumétricos en base seca obtenidos por el equipo de medición.

Es posible observar que entre 1.300 r. p. m. y 1.600 r. p. m. la emisión es menor en el caso de la prueba en ruta; en este punto, y hasta las 1.800 r. p. m., la emisión específica de HC es mayor a la registrada para el caso de la prueba en banco. Finalmente, de las 1.800 r. p. m. en adelante la emisión de HC diverge de manera considerable entre los dos escenarios de funcionamiento, siendo mayor la registrada en la prueba en banco, llegando a una diferencia máxima de 183,3% para el punto de 1.950 r. p. m.

El comportamiento de la emisión específica de CO₂ es presentado en la figura 9.

Esta emisión presenta un comportamiento similar al que se presenta en la emisión de HC. Entre 1.300 y 1.600 r. p. m. la emisión de dióxido de carbono (CO₂) es menor para el escenario de prueba en ruta, entre 1.600 y 1.800 r. p. m. la tendencia se invierte, siendo menor la emisión de CO₂ registrada en la prueba en banco. Finalmente, de 1.800 r. p. m. en adelante el comportamiento de la emisión específica de CO₂ diverge de manera considerable, siendo mayor la emisión registrada en la prueba en banco y llegan-

dose a una diferencia máxima de 105,7% para el punto de 1.950 r. p. m.

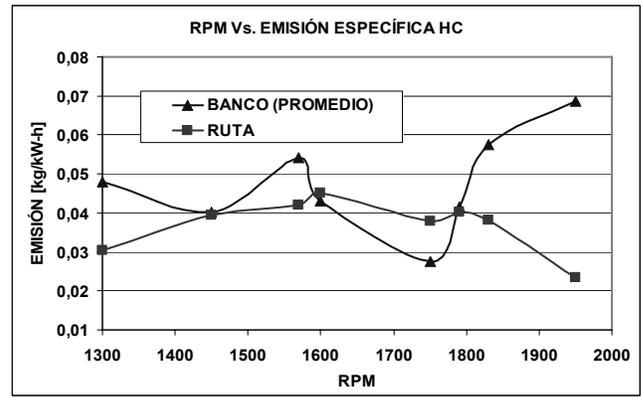


Figura 8. Revoluciones por minuto Vs. Emisión específica de hidrocarburos sin quemar

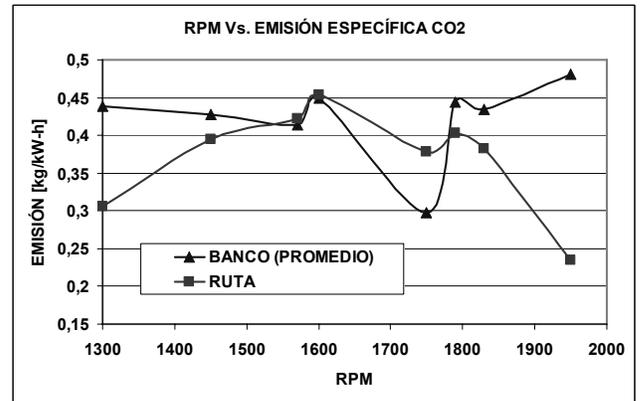


Figura 9. Revoluciones por minuto Vs. Emisión específica de dióxido de carbono

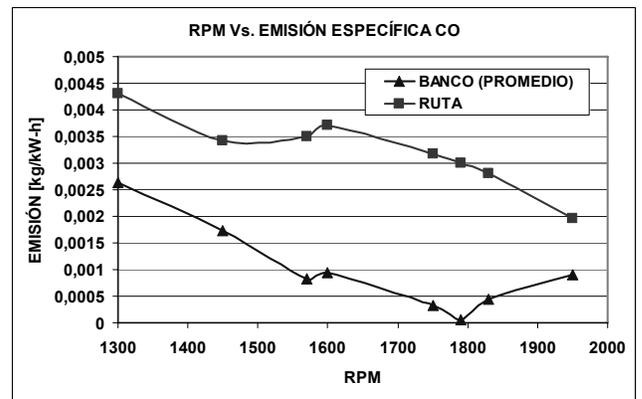


Figura 10. Revoluciones por minuto Vs. Emisión específica de monóxido de carbono

La emisión específica de óxidos de nitrógeno (NOx) con respecto a la velocidad de giro del motor es presentada en la figura 11. El comportamiento mostrado por esta emisión es muy similar al visto para el caso de la emisión de HC y CO₂. Entre 1.300 y 1.600 r. p. m. los valores registrados son menores para el caso de la prueba en ruta. Entre las 1.600 y las 1.770 r. p. m. la emisión registrada para la prueba en ruta se torna mayor que la registrada en el caso de la prueba en banco. Finalmente, de las 1.770 r. p. m. en adelante la emisión de NOx diverge de manera significativa, siendo

mayores los valores registrados en la prueba en banco hasta en un 200% con respecto a los valores obtenidos para la prueba en ruta en el punto correspondiente a 1.950 r. p. m. Este comportamiento se encuentra en total correspondencia con respecto a lo observado en el comportamiento de la emisión de monóxido de carbono (CO). Es decir, al ser alta la emisión de CO se pone en evidencia la presencia de un proceso de combustión deficiente, con lo cual la temperatura al final del proceso será menor y con esto la formación de NOx también lo será, tal como se observa en la figura 11.

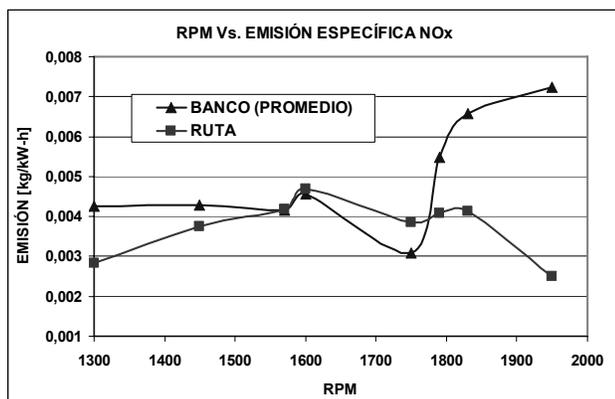


Figura 11. Revoluciones por minuto Vs. Emisión específica de NOx.

La figura 12 revela el comportamiento de la emisión específica de oxígeno diatómico (O₂).

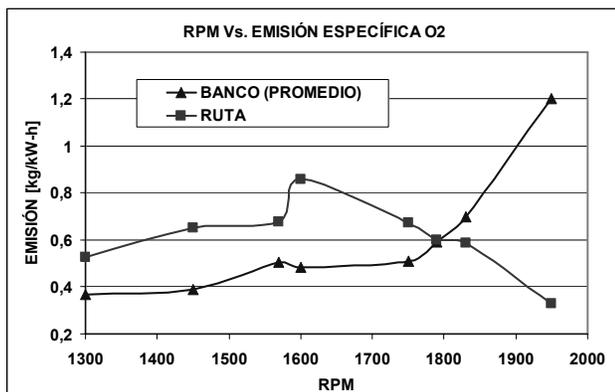


Figura 12. Revoluciones por minuto Vs. Emisión específica de oxígeno diatómico

El comportamiento de esta emisión se divide claramente en dos regiones: entre las 1.300 y las 1.800 r. p. m. la emisión de O₂ es mayor para el caso de la prueba en ruta, llegando a una diferencia máxima de 77,7% en el punto de 1.600 r. p. m. Posterior a esto, entre las 1.800 y las 1.950 r. p. m. la emisión de O₂ es mayor para el caso de la prueba en banco, adoptando una diferencia máxima de 260% en el punto de 1.950 r. p. m.

Consumo de combustible

La figura 13 muestra el comportamiento del consumo de combustible. Para el caso de la prueba en ruta el consumo de combustible es inferior al registrado en la prueba en banco en el intervalo de 372 kW a 820 kW (500 a 1.100 hp), dicha diferencia adopta un valor máximo de 68% para el punto de 372 kW (500 hp). A partir del punto de 820 kW (1.100 hp) el consumo de combustible es mayor para el caso de la prueba en ruta, presentándose una diferencia máxima de 13% en el punto de 1.193 kW (1.600 hp) con respecto al consumo registrado en la

prueba en banco. Finalmente, se vuelve a presentar una paridad en el consumo de combustible en el punto de 1.416 kW (1.900 hp).

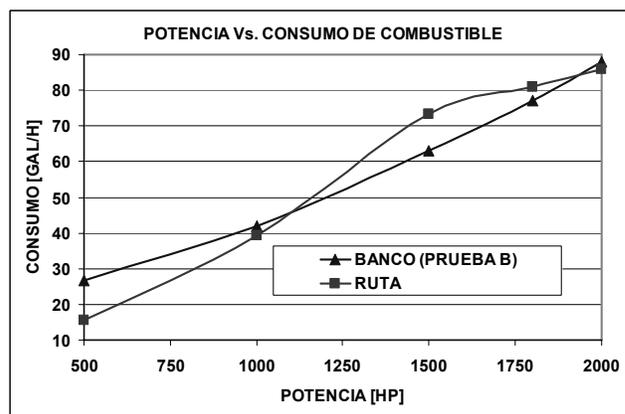


Figura 13. Potencia Vs. Consumo de combustible

Conclusiones

En cuanto a los resultados obtenidos en las emisiones de HC, CO₂ y CO se puede observar que en el intervalo de 1.800 r. p. m. en adelante, para el caso de la prueba en ruta, las mediciones que se registran corresponden a un régimen transitorio de operación, debido a que la operación del motor no tiene un tiempo de estabilización ya que las condiciones propias del trayecto seguido por el vehículo (cambio de velocidades de desplazamiento y variación de la pendiente del camino); por este motivo la combustión es incompleta. Específicamente en este caso, la combustión de los carbonos presentes en el combustible no es apropiada. Por ello es posible concluir que se presenta una disminución en los niveles de emisión de HC y de CO₂, pero por esta misma razón se presenta un aumento en el CO.

Se pudo observar que el consumo de combustible registrado en los dos escenarios de funcionamiento es bastante similar, observándose diferencias notables en los puntos correspondientes a 372 kW y 1.193 kW (500 hp y 1.600 hp); sin embargo, dichas diferencias son atribuibles a que el punto de operación del motor no era el mismo en los dos escenarios de prueba, es decir, la condición de potencia-r. p. m. presente no fue la misma en todo el intervalo de operación del motor.

Dentro del funcionamiento del motor es posible apreciar que en el caso de motores con sobrealimentación es crucial el adecuado funcionamiento de la válvula de alivio de turbocargadores. De su correcta operación dependerá el óptimo funcionamiento y rendimiento del motor.

También es posible concluir que, a pesar de no obtenerse resultados idénticos en ambos escenarios de funcionamiento, dichos resultados siguen la misma tendencia, con lo cual la similitud obtenida es considerable. Las diferencias existentes en los resultados, sobretudo en el caso de emisiones gaseosas, fueron inducidas en gran parte debido a que en la prueba en ruta las mediciones se hicieron en estados transitorios del motor, esto es, no hubo un tiempo de estabilización de las condiciones de operación, condición que sí existió en la prueba en banco

Bibliografía

- Acevedo, H., Mantilla, J., Estudios de Costos de Operación de Flotas a Gas Natural para los Sistemas Masivos de Transporte, 2006, ECOPETROL, Universidad Nacional de Colombia.
- Bevly, D., Daily, R., and Travis, W., "Estimation of Critical Tire Parameters Using GPS Based Sideslip Measurements", SAE Paper 2006-01-1965, 2006
- Chakrabarty, J., "Determination of Vehicle Clutch Slippage using GPS Technology", SAE Paper 2007-01-3748, 2007
- Dawson, V. E., Observations concerning on-site brake testing of large mining trucks in British Columbia., SAE Technical Paper No. 750560.
- Kennedy, G., White, J., Springer, K., Ingalls, M. Exhaust Emissions from Heavy Duty trucks tested on a road course and by dynamometer., SAE 10-13-1975.
- Cocker, D., Shah, S. Johnson, K. Zhu, X. Miller, J. Norberk, J. Development and Application of a Mobile Laboratory for Measuring Emissions from Diesel Engines., Environmental Science and Technology, Vol 38, Issue 24, 2004, pp. 6809-6816.
- Okamoto, T., Shimizu, K., Nihei, M. Fuel Consumption Test Method of 4WD HEVs (Part 2)~On a Necessity of Double-Axes Chassis Dynamometer Test., JSAE Technical Paper No. 20065657
- Society of Automotive Engineers, "Road Load Measurement and Dynamometer Simulation Using Coastdown Techniques", SAE Standards – SAE J1263, 1996
- Takada, Y., Miyazaki, T., Lida, N. Study on local air pollution caused by NOx from diesel freight vehicle. SAE 2002-01-0651
- Turrio-Baldassarri, L., Battistelli, C., Conti, L., Crebelli, R., De Berardis, B., Iamiceli, A., Gambino, M., Iannaccone, S., Evaluation of emission toxicity of urban engines: Compressed natural gas and comparison with liquid fuels., Science of the Total Environment, 355, 2006, pp. 64-77.