

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
ESCUELA DE POSGRADO



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

TÍTULO DE LA TESIS

“Efectos de la Restricción Parcial del Aire de Admisión e Incremento de la Temperatura de la Mezcla Aire-Gas Natural en un Motor Diesel Funcionando en el Modo Diesel/Gas”

Tesis para optar el grado de Magister en Energía.

AUTOR

Ing. Alvaro Rodrigo Chevarría Mar

ASESOR

Dr. Julio César Cuisano Egúsqiza

JURADOS

Dr. Luis Ricardo Chirinos García

Mg. Fernando Octavio Jiménez Ugarte

LIMA - PERU

2017

RESUMEN

Un motor Diesel funcionando en modo Diesel/gas y a cargas bajas tiende a disminuir su rendimiento y producir más emisiones de hidrocarburos (HC) y monóxido de carbono (CO) en los gases de escape, especialmente cuando se utilizan altas proporciones de sustitución de gas natural.

Por tal motivo en esta investigación se utilizan dos técnicas para controlar las emisiones de estos contaminantes y mejorar el rendimiento efectivo del motor, la restricción parcial del aire de admisión, para producir una mezcla de gas natural-aire eficazmente rica y el incremento de la temperatura de la mezcla aire-gas natural, para promover una mejor combustión.

Un motor Diesel adaptado a un banco de pruebas en el Laboratorio de Energía de la PUCP que funciona en modo diesel original y modo Diesel/gas natural se utiliza a través de la experimentación.

Se analizan los parámetros del consumo específico de combustibles (diesel y gas), rendimiento efectivo, presión en el interior del cilindro y emisiones de HC, CO y óxidos de nitrógeno (NO_x) en los gases de escape. Los ensayos son realizados en una amplia gama de condiciones de funcionamiento (velocidad del motor, carga y relación de sustitución Diesel/gas).

La eficiencia efectiva y las emisiones de HC, CO y NO_x del modo Diesel/gas se encuentra afectadas cuando se utiliza la restricción parcial de aire y una mayor temperatura de la mezcla aire - gas natural. Los resultados demuestran que es posible mejorar las prestaciones del modo Diesel/gas en el uso de ambas técnicas.



DEDICATORIA

A mis padres por su apoyo incondicional, su sabiduría y alegría.

A mis hermanos por su unión y fortaleza para aconsejarme.

AGRADECIMIENTOS

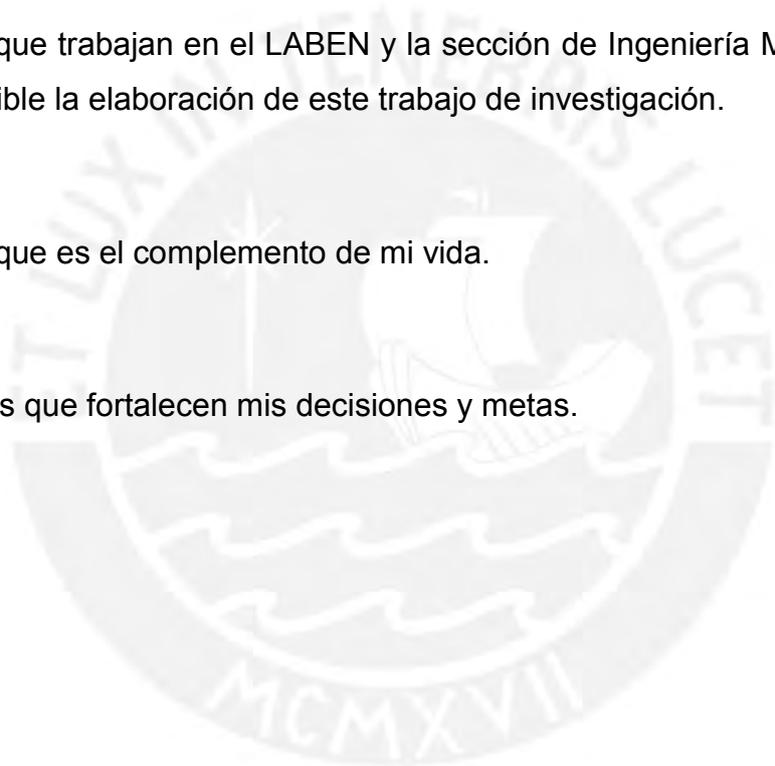
A mi familia por ser el pilar más importante en mi vida.

A mi asesor Dr. Julio César Cuisano Egúsqiiza, por su confianza, apoyo y enseñanzas para realizar este trabajo de investigación.

A todos los que trabajan en el LABEN y la sección de Ingeniería Mecánica que hicieron posible la elaboración de este trabajo de investigación.

A mi pareja que es el complemento de mi vida.

A mis amigos que fortalecen mis decisiones y metas.



ÍNDICE DE CONTENIDO

| | |
|---|-----|
| RESUMEN..... | I |
| DEDICATORIA..... | II |
| AGRADECIMIENTOS..... | III |
| LISTA DE SÍMBOLOS..... | VI |
| LISTA DE FIGURAS..... | IX |
| LISTA DE TABLAS..... | XI |
| INTRODUCCIÓN..... | 1 |
| I.1. Definición del problema..... | 2 |
| I.2 Propuesta solución..... | 2 |
| I.3 Justificación..... | 2 |
| I.4. Hipótesis:..... | 3 |
| I.5. Objetivos..... | 3 |
| I.5.1. Objetivo general..... | 3 |
| I.5.2. Objetivos específicos..... | 3 |
| I.6. Metodología..... | 4 |
| I.7. Resultados esperados..... | 4 |
| I.8. Impactos..... | 5 |
| I.8.1. Ambientales..... | 5 |
| I.8.2. Económicos..... | 5 |
| CAPÍTULO 1..... | 6 |
| ESTADO DEL ARTE..... | 6 |
| 1.1. Procesos de combustión en motores Diesel/gas..... | 6 |
| 1.1.1. Detonación..... | 8 |
| 1.1.2. Consumo específico de combustible en el modo Diesel/gas..... | 10 |
| 1.1.3. Rendimiento efectivo del motor en el modo Diesel/gas..... | 11 |
| 1.1.4. Emisiones de los gases de escape en el modo Diesel/gas..... | 11 |
| 1.2. Técnicas para mejorar el funcionamiento en el modo Diesel/gas..... | 14 |
| 1.2.1. Restricción parcial del aire de admisión..... | 15 |
| 1.2.2. Incremento de la temperatura de la mezcla aire - gas natural..... | 15 |
| 1.2.3. Sincronización variable de la inyección del diesel..... | 19 |
| 1.2.4. Recirculación de los gases de escape..... | 19 |
| 1.2.5. Avance del tiempo de inyección del combustible diesel..... | 20 |
| 1.2.6. Tratamiento externo de los gases de escape..... | 20 |
| CAPÍTULO 2..... | 21 |
| METODOLOGÍA EXPERIMENTAL..... | 21 |
| 2.1. Configuración experimental del banco de pruebas..... | 21 |
| 2.1.1. Equipos utilizados..... | 21 |
| 2.1.2. Dispositivos de control..... | 26 |
| 2.1.3. Dispositivos de medición..... | 28 |

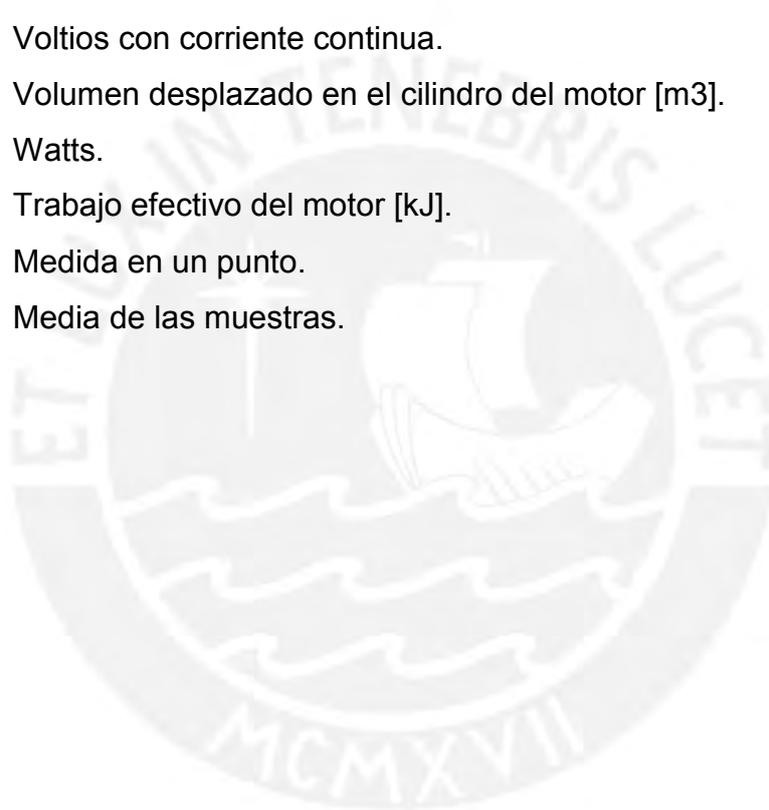
| | | |
|---|--|-----|
| 2.1.4. | Registro de datos | 37 |
| 2.1.5. | Combustibles utilizados | 40 |
| 2.2. | Matriz de ensayos experimentales | 42 |
| 2.3. | Parámetros calculados | 45 |
| 2.3.1. | Relación de sustitución..... | 45 |
| 2.3.2. | Dosado relativo..... | 45 |
| 2.3.3. | Selección de la curva representativa de la presión dentro del cilindro | 46 |
| 2.3.4. | Potencia efectiva | 47 |
| 2.3.5. | Presión media efectiva | 48 |
| 2.3.6. | Consumo específico aparente de combustibles | 48 |
| 2.3.7. | Rendimiento efectivo | 49 |
| 2.3.8. | Manejo de incertidumbres | 49 |
| CAPÍTULO 3..... | | 52 |
| ANÁLISIS DE RESULTADOS..... | | 52 |
| 3.1. | Presión dentro del cilindro | 53 |
| 3.2. | Consumo específico aparente de combustible | 57 |
| 3.3. | Rendimiento efectivo | 61 |
| 3.4. | Emisiones de los gases de escape | 65 |
| CONCLUSIONES..... | | 78 |
| RECOMENDACIONES | | 81 |
| BIBLIOGRAFÍA..... | | 82 |
| Anexo A | | 89 |
| Cálculo de incertidumbres..... | | 89 |
| Exactitud de los equipos de medición | | 89 |
| Incertidumbre tipo B de los equipos de medición | | 89 |
| ANEXO B..... | | 90 |
| Mediciones experimentales y sus incertidumbres..... | | 90 |
| ANEXO C | | 108 |
| CoV de la curva representativa de la presión dentro del cilindro..... | | 108 |
| ANEXOS D | | 109 |
| Resultados a 1000 rpm | | 109 |
| Presiones dentro del cilindro del motor | | 109 |
| Consumo específico aparente de combustible | | 110 |
| Rendimiento efectivo | | 112 |
| Emisiones de HC..... | | 113 |
| Emisiones de CO..... | | 115 |
| Emisiones de NO _x | | 116 |

LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|----------------------|--|
| $^{\circ}\text{C}$: | Grados centígrados. |
| Ω : | Ohmios. |
| ΔP : | Diferencial de presiones [in H ₂ O], [Pa]. |
| δ_s : | Desviación estándar. |
| $\Phi_{e,d}$: | Dosado estequiométrico del diesel. |
| Φ_d : | Dosado relativo para el modo original con diesel. |
| $\Phi_{e,G}$: | Dosado estequiométrico del gas natural. |
| $\Phi_{D/G}$: | Dosado relativo para el modo D/G. |
| ρ_{air} : | Densidad del aire [kg/m ³]. |
| $\eta_{e,d}$: | Rendimiento efectivo en modo diesel [-]. |
| $\eta_{e,D/G}$: | Rendimiento efectivo en el modo D/G [-]. |
| $\dot{m}_{air,s}$: | Flujo de aire seco [kg/h]. |
| \dot{m}_d : | Consumo de diesel en modo Diesel [kg/s], [kg/h]. |
| $\dot{m}_{D/G}$: | Consumo de diesel en modo Diesel/gas [kg/s], [kg/h]. |
| \dot{m}_G : | Consumo del gas natural [kg/s], [kg/h]. |
| B y C: | Constantes de las curvas de calibración del medidor de flujo de aire. |
| CED: | Consumo específico del diesel [g/kW.h]. |
| CEG: | Consumo específico del gas natural [g/kW.h]. |
| cfm: | pies cúbicos por minuto. |
| CH ₄ : | Metano. |
| CO: | Monóxido de carbono. |
| CO ₂ : | Dióxido de carbono. |
| CoV: | Coefficiente de variación. |
| diesel N°2: | Diesel comercial sin combinación. |
| diesel B5: | Diesel combinado con biodiesel al 5% en volumen. |
| Diesel: | Modo Diesel original. |
| D/G: | Modo Diesel/gas. |
| D/G+RA: | Modo Diesel/gas con restricción de aire. |
| D/G+RA+T: | Modo Diesel/gas con restricción de aire y con aumento de la temperatura de la mezcla aire – gas natural. |

| | |
|----------------------|--|
| EGR: | Recirculación de los gases de escape. |
| FS: | Rango de medición (full scale). |
| g: | Gramos. |
| GNV: | Gas natural vehicular. |
| h: | Horas. |
| HC: | Hidrocarburos no quemados. |
| HMN: | Heptametilnonano. |
| hPa: | Hecto-Pascales. |
| Hz: | Hertz. |
| <i>i</i> : | Número de ciclos por vuelta. |
| in H ₂ O: | pulgadas de columna de agua. |
| m: | Metros. |
| mA: | Miliamperios. |
| max: | Máxima. |
| MCIA: | Motor de combustión interna alternativo. |
| ms: | Milisegundos. |
| N: | Régimen de giro [rpm]. |
| <i>n</i> : | Número de mediciones. |
| NC: | Número de cetano. |
| Nm: | Newton-metro. |
| NO _x : | Óxidos de nitrógeno. |
| NO ₂ : | Dióxido de nitrógeno. |
| O ₂ : | Oxígeno. |
| Opc: | Opcional. |
| Pa: | Pascal. |
| PCI _D : | Poder calorífico inferior del diesel [KJ/Kg]. |
| PCI _G : | Poder calorífico inferior del gas natural [KJ/Kg]. |
| Pd: | Paladium. |
| <i>Pe</i> : | Potencia efectiva en [kW]. |
| PM: | Material particulado. |
| Pmax: | Presión máxima. |
| <i>pme</i> : | Presión media efectiva [bar], |
| PMS: | Punto muerto superior. |
| ppm: | Partículas por millón. |

| | |
|--------------|--|
| Pt: | Platino. |
| Q_{air} : | Caudal del aire utilizado [cfm], [m ³ /h]. |
| rpm: | Revoluciones por minuto. |
| $RS_{D/G}$: | Relación de sustitución [%]. |
| T: | Torque en el freno [Nm]. |
| TFC: | Trillones de pies cúbicos. |
| V: | Voltios. |
| VM: | Valor medido. |
| Vac: | Voltios con corriente alterna. |
| Vcc: | Voltios con corriente continua. |
| V_t : | Volumen desplazado en el cilindro del motor [m ³]. |
| W: | Watts. |
| W_e : | Trabajo efectivo del motor [kJ]. |
| x_i : | Medida en un punto. |
| \bar{x} : | Media de las muestras. |



LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1. Presión dentro del cilindro en modo Diesel/gas, modificado de [8]. | 9 |
| Figura 2. Consumo de combustible a diferentes relaciones de sustitución de gas natural [12]. | 10 |
| Figura 3. Rendimiento efectivo a diferentes relaciones de sustitución de gas natural [11]. | 11 |
| Figura 4. Emisiones de HC a diferentes relaciones de sustitución de gas natural [12]. | 12 |
| Figura 5. Emisiones de CO a diferentes relaciones de sustitución de gas natural [12]. | 13 |
| Figura 6. Emisiones de NOx a diferentes relaciones de sustitución de gas natural [12]. | 14 |
| Figura 7. Relación porcentual del consumo específico de combustible de las técnicas D/G+T y EGR entre el modo Diesel, modificado de [21]. | 17 |
| Figura 8. Relación porcentual de las emisiones específicas de NO de las técnicas D/G+T y EGR entre el modo Diesel, modificado de [21]. | 18 |
| Figura 9. Relación porcentual de las emisiones específicas de CO de las técnicas D/G+T y EGR entre el modo Diesel, modificado de [21]. | 19 |
| Figura 10. Esquema del banco de pruebas del LABEN instrumentado para el estudio. | 21 |
| Figura 11. Motor Diesel utilizado en las pruebas. | 22 |
| Figura 12. Sobre-alimentador del motor Diesel. | 23 |
| Figura 13. Dinamómetro utilizado en las pruebas. | 23 |
| Figura 14. Tanque de diesel B5. | 24 |
| Figura 15. Cilindro de GNV. | 24 |
| Figura 16. Sistema de refrigeración del motor. | 25 |
| Figura 17. Sistema de refrigeración del dinamómetro. | 25 |
| Figura 18. Módulo de control del motor y dinamómetro. | 26 |
| Figura 19. Válvula mariposa manual. | 27 |
| Figura 20. Sistema de inyección de GNV. | 27 |
| Figura 21. Sistema de refrigeración de la mezcla de admisión. | 28 |
| Figura 22. Analizador de gases. | 29 |
| Figura 23. Sensor de humedad relativa y temperatura instalado antes del filtro de aire. | 30 |
| Figura 24. Medidor de flujo de combustible. | 31 |
| Figura 25. Transmisor de flujo de combustible. | 32 |
| Figura 26. Medidor de presión barométrico. | 32 |
| Figura 27. Sensor de presión diferencial y medidor de flujo de aire. | 33 |
| Figura 28. Sensor de presión para bajas presiones. | 34 |
| Figura 29. Sensor de presión para altas presiones. | 35 |
| Figura 30. Sensor de presión del cilindro del MCIA [32]. | 36 |
| Figura 31. Medidor del ángulo de inyección [33]. | 36 |
| Figura 32. Sensor de temperatura tipo K. | 37 |
| Figura 33. Amplificador de señal [33]. | 38 |
| Figura 34. Registrador de datos. | 39 |
| Figura 35 Registro de los ensayos realizados. | 43 |
| Figura 36. Presión dentro del cilindro a 1500 rpm; pme= 0.75 bar. | 54 |
| Figura 37. Presión dentro del cilindro a 1500 rpm; pme= 1.5 bar. | 55 |
| Figura 38. Presión dentro del cilindro a 1500 rpm; pme= 2.25 bar. | 55 |
| Figura 39. Presión dentro del cilindro a 2000 rpm; pme= 0.75 bar. | 56 |
| Figura 40. Presión dentro del cilindro a 2000 rpm; pme= 1.5 bar. | 56 |
| Figura 41. Presión dentro del cilindro a 2000 rpm; pme= 2.25 bar. | 57 |
| Figura 42. Consumo específico aparente de combustible a 1500 rpm; pme= 0.75 bar. | 58 |
| Figura 43. Consumo específico aparente de combustible a 1500 rpm; pme= 1.5 bar. | 59 |
| Figura 44. Consumo específico aparente de combustible a 1500 rpm; pme= 2.25 bar. | 59 |
| Figura 45. Consumo específico aparente de combustible a 2000 rpm; pme= 0.75 bar. | 60 |
| Figura 46. Consumo específico aparente de combustible a 2000 rpm; pme= 1.5 bar. | 60 |
| Figura 47. Consumo específico aparente de combustible a 2000 rpm; pme= 2.25 bar. | 61 |
| Figura 48. Rendimiento efectivo a 1500 rpm; pme= 0.75 bar. | 62 |
| Figura 49. Rendimiento efectivo a 1500 rpm; pme=1.5 bar. | 63 |
| Figura 50. Rendimiento efectivo a 1500 rpm; pme=2.25 bar. | 63 |
| Figura 51. Rendimiento efectivo a 2000 rpm; pme= 0.75 bar. | 64 |

| | |
|---|-----|
| Figura 52. Rendimiento efectivo a 2000 rpm; pme= 1.5 bar..... | 64 |
| Figura 53. Rendimiento efectivo a 2000 rpm; pme= 2.25 bar..... | 65 |
| Figura 54. Emisiones de HC a 1500 rpm; pme = 0.75 bar..... | 66 |
| Figura 55. Emisiones de HC a 1500 rpm; pme= 1.5 bar..... | 67 |
| Figura 56. Emisiones de HC a 1500 rpm; pme= 2.25 bar..... | 67 |
| Figura 57. Emisiones de HC a 2000 rpm; pme= 0.75 bar..... | 68 |
| Figura 58. Emisiones de HC a 2000 rpm; pme= 1.5 bar..... | 68 |
| Figura 59. Emisiones de HC a 2000 rpm; pme= 2.25 bar..... | 69 |
| Figura 60. Emisiones de CO a 1500 rpm; pme= 0.75 bar. | 70 |
| Figura 61. Emisiones de CO a 1500 rpm; pme= 1.5 bar. | 71 |
| Figura 62. Emisiones de CO a 1500 rpm; pme= 2.25 bar. | 71 |
| Figura 63. Emisiones de CO a 2000 rpm; pme= 0.75 bar. | 72 |
| Figura 64. Emisiones de CO a 2000 rpm; pme= 1.5 bar. | 72 |
| Figura 65. Emisiones de CO a 2000 rpm; pme= 2.25 bar. | 73 |
| Figura 66. Emisiones de NO _x a 1500 rpm; pme= 0.75 bar. | 74 |
| Figura 67. Emisiones de NO _x a 1500 rpm; pme= 1.5 bar..... | 75 |
| Figura 68. Emisiones de NO _x a 1500 rpm; pme= 2.25 bar..... | 75 |
| Figura 69. Emisiones de NO _x a 2000 rpm; pme= 0.75 bar..... | 76 |
| Figura 70. Emisiones de NO _x a 2000 rpm; pme= 1.5 bar..... | 76 |
| Figura 71. Emisiones de NO _x a 2000 rpm; pme= 2.25 bar..... | 77 |
| <u>ANEXO D</u> | |
| Figura 72. Presión dentro del cilindro a 1000 rpm; pme= 0.75 bar..... | 109 |
| Figura 73. Presión dentro del cilindro a 1000 rpm; pme= 1.5 bar..... | 109 |
| Figura 74. Presión dentro del cilindro a 1000 rpm; pme= 2.25 bar..... | 110 |
| Figura 75. Consumo específico aparente de combustible a 1000 rpm; pme= 0.75 bar. | 110 |
| Figura 76. Consumo específico aparente de combustible a 1000 rpm; pme= 1.5 bar. | 111 |
| Figura 77. Consumo específico aparente de combustible a 1000 rpm; pme= 2.25 bar. | 111 |
| Figura 78. Rendimiento efectivo a 1000 rpm; pme= 0.75 bar..... | 112 |
| Figura 79. Rendimiento efectivo a 1000 rpm; pme= 1.5 bar..... | 112 |
| Figura 80. Rendimiento efectivo a 1000 rpm; pme= 2.25 bar..... | 113 |
| Figura 81. Emisiones de HC a 1000 rpm; pme = 0.75 bar..... | 113 |
| Figura 82. Emisiones de HC a 1000 rpm; pme = 1.5 bar..... | 114 |
| Figura 83. Emisiones de HC a 1000 rpm; pme = 2.25 bar..... | 114 |
| Figura 84. Emisiones de CO a 1000 rpm; pme = 0.75 bar. | 115 |
| Figura 85. Emisiones de CO a 1000 rpm; pme = 1.5 bar. | 115 |
| Figura 86. Emisiones de CO a 1000 rpm; pme = 2.25 bar. | 116 |
| Figura 87. Emisiones de NO _x a 1000 rpm; pme = 0.75 bar. | 116 |
| Figura 88. Emisiones de NO _x a 1000 rpm; pme = 1.5 bar..... | 117 |
| Figura 89. Emisiones de NO _x a 1000 rpm; pme = 2.25 bar..... | 117 |

LISTA DE TABLAS

| | |
|---|-----|
| Tabla 1. Datos técnicos del motor Diesel [22]. | 22 |
| Tabla 2. Datos técnicos del analizador de gases [23]. | 29 |
| Tabla 3. Datos técnicos del medidor de humedad relativa y temperatura ambiental [24]. | 30 |
| Tabla 4. Datos técnicos del medidor de flujo de combustible [25]. | 31 |
| Tabla 5. Datos técnicos del transmisor de flujo de combustible [26]. | 31 |
| Tabla 6. Datos técnicos del medidor de presión barométrico [27]. | 32 |
| Tabla 7. Datos técnicos del sensor de presión diferencial [28]. | 33 |
| Tabla 8. Datos técnicos del sensor de presión para bajas presiones [30]. | 34 |
| Tabla 9. Datos técnicos del sensor de presión para altas presiones [31]. | 35 |
| Tabla 10. Datos técnicos del medidor de presión dentro del cilindro del MCIA [32]. | 35 |
| Tabla 11. Datos técnicos del medidor del ángulo de inyección [33]. | 36 |
| Tabla 12. Datos técnicos del sensor de temperatura [34]. | 37 |
| Tabla 13. Datos técnicos del amplificador de señal [33]. | 38 |
| Tabla 14. Datos técnicos del registrador de datos [35]. | 39 |
| Tabla 15. Propiedades físico químicas de los combustibles utilizados [9]. | 42 |
| Tabla 16. Descripción de los puntos experimentales. | 43 |
| <u>ANEXO A</u> | |
| Tabla 17. Exactitud de los equipos de medición. | 89 |
| Tabla 18. Incertidumbre tipo B. | 89 |
| <u>ANEXO B</u> | |
| Tabla 19. Temperatura ambiente. | 90 |
| Tabla 20. Temperatura de admisión del aire. | 91 |
| Tabla 21. Temperatura de admisión del aire a la salida del compresor. | 92 |
| Tabla 22. Temperatura de admisión del aire a la salida del Inter-cooler. | 93 |
| Tabla 23. Temperatura de los gases de escape. | 94 |
| Tabla 24. Temperatura de los gases de escape a la salida de la turbina. | 95 |
| Tabla 25. Presión ambiental. | 96 |
| Tabla 26. Presión Diferencial para el cálculo del flujo del aire de admisión. | 97 |
| Tabla 27. Presión de admisión de aire. | 98 |
| Tabla 28. Presión de admisión a la salida del compresor. | 99 |
| Tabla 29. Presión en el cilindro del motor. | 100 |
| Tabla 30. Presión de los gases de escape. | 101 |
| Tabla 31. Presión de los gases de escape a la salida de la turbina. | 102 |
| Tabla 32. Humedad relativa del aire. | 103 |
| Tabla 33. Consumo de diesel. | 104 |
| Tabla 34. Consumo de gas natural. | 105 |
| Tabla 35. Ángulo de inyección de diesel. | 106 |
| Tabla 36. Emisiones de los gases de escape. | 107 |
| <u>ANEXO C</u> | |
| Tabla 37. CoV de la curva representativa de la presión dentro del cilindro | 108 |

INTRODUCCIÓN

Los motores de encendido por compresión (motores Diesel) tienen un rendimiento efectivo superior a los motores de encendido por chispa, pero debido a las elevadas relaciones de compresión y el uso de mezclas pobres de aire-combustible, los motores Diesel generan mayores emisiones de óxidos de nitrógeno y material particulado [1].

En el Perú, el consumo de diesel está continuamente aumentando (9% entre el 2014 y 2015). El diesel es el principal combustible utilizado por el transporte comercial. Además, el país requiere altos volúmenes del crudo importado para abastecer las refinerías y producir el diesel necesario para atender el mercado interno [2].

En efecto, las alternativas de sustitución parcial de los combustibles convencionales como el diesel, son importante para afrontar la seguridad energética y mejorar la calidad del medio ambiente. Entre los combustibles alternativos, el gas natural ha recibido considerable atención como reemplazo parcial del hidrocarburo líquido [3].

El uso del gas natural en motores Diesel es una opción energética interesante, ya que esto podría contribuir en la reducción del consumo del combustible diesel empleado en el sector de transporte y en la generación termoeléctrica accionado por motores Diesel. Además, el país cuenta con reservas probadas de gas natural que alcanzan los 13 TFC [4]. Sin embargo, diversas aplicaciones del uso del gas natural en motores Diesel han demostrado que el modo Diesel/gas (motor Diesel funcionando con sustitución parcial de gas natural) genera una caída del rendimiento efectivo del motor e incrementa notablemente las emisiones de hidrocarburos no quemados (constituido principalmente de metano) y monóxidos de carbono [5-17]. Estos efectos ocurren principalmente en las condiciones de operación a baja carga y con altos porcentajes de sustitución del diesel por el gas natural.

En el presente trabajo de tesis se investiga los efectos ocasionados por las técnicas de restricción parcial del aire de admisión e incremento de la temperatura de la mezcla aire-gas natural sobre el rendimiento efectivo del motor

y las emisiones de gases de escape en el modo Diesel/gas. El estudio se concentra en las condiciones de baja carga del motor.

Por medio de la restricción parcial del aire de admisión se busca promover una mezcla aire - gas natural más rica en combustible, mientras que con el incremento de la temperatura de la mezcla aire-gas natural se pretende mejorar las condiciones termodinámicas para el desarrollo del proceso.

I.1. Definición del problema

Según las referencias bibliográficas [5-17], los motores Diesel/gas sufren de bajo rendimiento y altas emisiones de hidrocarburos cuando se sustituye altos porcentajes de diesel por gas natural. Por ello, es necesario evaluar distintas alternativas para mejorar el aprovechamiento de la energía de ambos combustibles (diesel y gas natural) en este modo de funcionamiento del motor.

Las mayores emisiones de hidrocarburos y monóxido de carbono en el escape que se genera durante el modo Diesel/gas son un indicativo del menor aprovechamiento energético del gas natural para producir trabajo útil.

Según las referencias [9, 16, 18-22], la restricción parcial del aire de admisión y el aumento de la temperatura de la mezcla aire-gas natural representarían potenciales alternativas para mejorar las prestaciones del modo Diesel/gas. Sin embargo, se desconocen los efectos cuantitativos que provocarían ambas técnicas en conjunto.

I.2 Propuesta solución

Evaluar y cuantificar los efectos relacionados al consumo de combustibles, rendimiento efectivo y emisiones de gases contaminantes al emplear las técnicas de restricción parcial del aire de admisión e incremento de la temperatura de la mezcla aire - gas natural sobre un motor Diesel, operando a bajas cargas, en el modo Diesel/gas.

I.3 Justificación

Las técnicas de restricción parcial de aire de admisión y el incremento de la temperatura de la mezcla aire - gas natural de admisión podrían reducir el

consumo de los combustibles y reducir las emisiones de los gases de escape de un MCI Diesel funcionando en el modo Diesel/gas, sobre diferentes condiciones de operación. Mejoras las prestaciones, se aportaría con la eficiencia energética de motores industriales o dedicados al transporte que podrían funcionar en el modo Diesel/gas; además, la reducción del metano (principal componente de los hidrocarburos no quemados y segundo gas de efecto invernadero) tendría un impacto ambiental favorable al operar el motor Diesel en este modo de trabajo.

I.4. Hipótesis:

El uso de las técnicas de la restricción parcial del aire de admisión e incremento de la temperatura de la mezcla aire - gas natural de un motor Diesel/gas permitirá obtener efectos favorables en el desempeño, como reducir el consumo de combustibles, incrementar el rendimiento efectivo y disminuir las emisiones de monóxido de carbono e hidrocarburos no quemados.

I.5. Objetivos

I.5.1. Objetivo general

Evaluar los efectos de la restricción parcial del aire de admisión y el incremento de la temperatura de la mezcla aire - gas natural en un motor Diesel funcionando en el modo Diesel/gas.

I.5.2. Objetivos específicos

- Realizar una revisión bibliográfica actualizada sobre el desempeño energético y emisiones de gases de escape de los motores Diesel funcionando en el modo Diesel/gas.
- Implementar un protocolo de instrumentación y pruebas de un motor Diesel para evaluar el rendimiento efectivo y las emisiones de los gases de escape al operar en modo Diesel/gas.
- Determinar experimentalmente (cuantificar) los efectos de la restricción parcial del aire de admisión y del incremento de la temperatura de la mezcla aire - gas

natural sobre el rendimiento efectivo de un motor Diesel operando en modo Diesel/gas.

- Determinar experimentalmente (cuantificar) los efectos de la restricción parcial del aire de admisión y del incremento de la temperatura de la mezcla aire - gas natural sobre las emisiones contaminantes de un motor Diesel operando en modo Diesel/gas.

I.6. Metodología

Con la finalidad de alcanzar los objetivos propuestos, el presente estudio se dividió en las siguientes etapas:

- Revisión bibliográfica priorizando documentos de hasta 10 años de antigüedad sobre el trabajo de tesis.
- Definición del protocolo de instrumentación y experimentación en el banco de pruebas de un motor Diesel del Laboratorio de Energía de la PUCP.
- Medición y registro de las presiones dentro del cilindro, flujos combustibles, temperaturas, presiones, y emisiones de un motor Diesel instalado en un banco de pruebas funcionando en el modo Diesel/gas. El motor es evaluado a tres regímenes de giro, 3 niveles de carga por régimen, 2 porcentajes de restricción parcial del aire de admisión y 2 niveles de temperatura de la mezcla aire- gas natural. El porcentaje de sustitución de diesel por gas natural es mantenido constante.
- Procesamiento de datos y análisis de resultados.

I.7. Resultados esperados

Con el desarrollo de la presente tesis, se pretende:

- Definir un protocolo experimental para desarrollar una campaña en banco de pruebas de un motor que funcione en los modos Diesel y Diesel/gas, a diferentes regímenes, diferentes niveles de carga, e implementando las técnicas de restricción parcial del aire de admisión y aumento de la temperatura de la mezcla aire-gas natural.

- Cuantificar los efectos de ambas técnicas sobre el consumo de combustibles y rendimiento efectivo al sustituir parcialmente el diesel por el gas natural.
- Disminuir los contaminantes, como el CO y HC presente en las emisiones de los gases del motor Diesel/gas, al implementar las técnicas propuestas.

I.8. Impactos

I.8.1. Ambientales

El menor consumo de combustible diesel tiene un impacto directo en las emisiones de escape, ya que el uso de gas natural reduce las emisiones del material particulado en un proceso de combustión. Las restricción parcial de aire de admisión e incremento de la temperatura de la mezcla aire - gas natural en la admisión buscan reducir las emisiones de CO y HC en el modo Diesel/gas.

I.8.2. Económicos

Reduciendo el consumo de combustible diesel al operar en modo Diesel/gas, se obtendrá un beneficio económico asociado al menor costo del combustible gaseoso. Además, el gas natural es un combustible más limpio y puede prolongar los periodos de mantenimiento del motor.

CAPÍTULO 1

ESTADO DEL ARTE

En este capítulo se presenta una revisión bibliográfica actualizada a la fecha, con la finalidad de establecer los alcances previos del trabajo de investigación desarrollado.

En los últimos años, las estrictas normas de emisiones, la conciencia ambiental y el alto precio de los combustibles convencionales han incentivado a promover el mayor uso los combustibles alternativos.

El gas natural es un combustible muy prometedor y muy atractivo por su naturaleza limpia, bajos precios y ser un recurso abundante en nuestro país.

En este contexto, el gas natural es considerado una buena alternativa para su uso en los motores de combustión interna alternativos (MCIA) debido a que se mezcla uniforme y fácilmente con el aire, produciendo así una mezcla homogénea previa a la combustión [5].

1.1. Procesos de combustión en motores Diesel/gas.

El gas natural como combustible alternativo puede ser utilizado en motores de encendido por chispa y encendido por compresión. Se ha utilizado con éxito en los motores de encendido por chispa debido a sus propiedades fisicoquímicas. En motores de encendido por compresión son limitadas las aplicaciones, ya que, el auto encendido por compresión exige elevadas relaciones de compresión para el uso del gas natural [6].

El proceso de combustión en un motor Diesel en modo Diesel/gas depende de las características del ingreso a la cámara de combustión, el encendido del diesel y la relación de sustitución del diesel por gas natural. Las características de la liberación de energía durante la combustión son consecuencia de todas las interacciones físicas y químicas que se producen entre el proceso de combustión de ambos combustibles. Debido al ingreso de gas natural existen cambios en las propiedades físicas de la mezcla admitida al interior del cilindro, lo que provoca variaciones en los niveles de temperatura y presión en la combustión, así como

variaciones en los parámetros de transferencia de calor entre la mezcla gaseosa y las paredes del cilindro [7].

En el modo Diesel/gas (motor Diesel funcionando con sustitución parcial de gas natural) el gas natural generalmente se introduce en el cilindro junto con el aire de admisión, y durante el proceso de compresión es sometido a temperaturas y presiones cada vez más altas a medida que el pistón se mueve hacia el punto muerto superior. Por lo tanto, la mezcla de aire - gas natural, antes de la inyección de diesel tiende a tener una actividad significativa en las reacciones de pre-encendido, lo que resulta en una liberación de energía y la producción de algunas especies químicas [6, 7].

El diesel tiene una reactividad más alta que el gas natural, por lo que se quema antes del gas. El fenómeno en que el inicio de la combustión del diesel es anterior al del gas natural se denomina **tiempo secuenciado** del proceso de combustión de los motores en modo Diesel/gas. Además, existen diferencias significativas en las velocidades de liberación de calor entre la combustión del diesel y el gas natural. Este fenómeno se llama **velocidad de liberación de calor-desequilibrada** característica del proceso de combustión de los motores en modo Diesel/gas [6]. Existen numerosos fenómenos asociados a los límites de la combustión que pueden ser controlados para mejorar el proceso de la combustión.

Según la referencia [5], la sincronización del autoencendido en el modo Diesel/gas depende de muchos parámetros, tales como:

- La relación de equivalencia global de la mezcla;
- La sincronización de la inyección del diesel;
- La composición y propiedades del combustible gaseoso;
- La relación de compresión del motor;
- La presión de sobrealimentación;
- La temperatura de admisión;
- La recirculación de gases de escape.

1.1.1. Detonación

Según la referencia [1], la detonación es el encendido espontáneo de una parte o de toda la mezcla aire - combustibles, donde predomina las altas presiones y temperaturas. En el momento que se enciende la mezcla, el frente de llama turbulento se propaga por la mezcla comprimida a lo largo de la cámara de combustión lo que produce un aumento de presión y temperatura en la mezcla no quemada, con lo cual podría provocar una combustión anormal llamada "detonación". Cuando se produce la detonación el avance del frente de llama es más rápido (mayor velocidad que un frente de llama normal) consumiendo la mezcla reactiva. Consecuentemente la presión dentro del cilindro tiene una distribución no homogénea la cual causa ondas de choque que se propagan a través de la cámara de combustión, estas ondas pueden causar resonancia en la frecuencia natural de la cámara. Por lo tanto, la velocidad de propagación de frentes de llama (o velocidad de combustión) es un factor que influye en el fenómeno de detonación. El grado de intensidad y ocurrencia de la detonación dependen también de la resistencia a la detonación del combustible y las características del motor para evitarla.

De acuerdo con la referencia [8], los motores en modo Diesel/gas están sujetos a las mismas restricciones que un motor de ciclo Otto, por consiguiente, la detonación es un factor limitante para lograr una mayor potencia y mayores relaciones de compresión (eficiencia). En la Figura 1 se muestra una detonación severa en términos de la presión dentro del cilindro que existe en un motor Diesel en modo Diesel/gas. Ello ocurre luego del punto muerto superior (PMS).

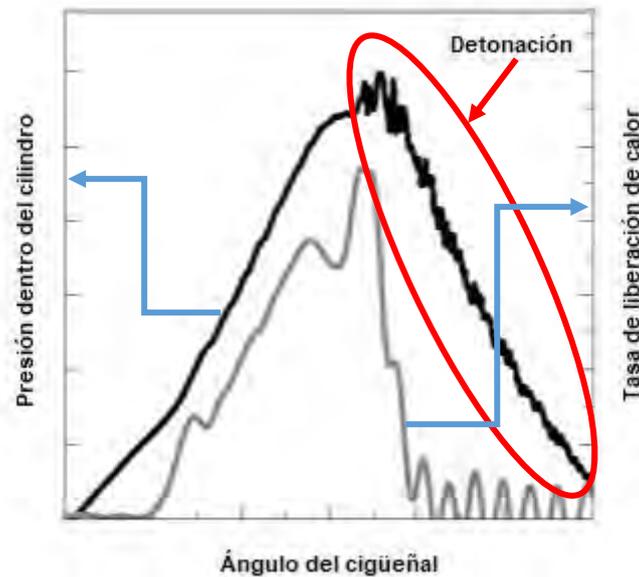


Figura 1. Presión dentro del cilindro en modo Diesel/gas, modificado de [8].

Con un enfoque en el motor y sus condiciones de operación, los parámetros que influyen sobre la ocurrencia de la detonación son los siguientes:

- Inicio de la inyección diesel;
- Presión de inyección del diesel;
- Cantidad de diesel inyectado;
- Relación de exceso de aire;
- Temperatura del aire del colector;
- Presión media efectiva indicada;
- Número de metano;
- Relación de compresión.

Sin embargo, la detonación puede ser provocada, principalmente, por la disminución de la relación de exceso de aire y, en varios casos, por el incremento de la temperatura de la mezcla de admisión [8].

1.1.2. Consumo específico de combustible en el modo Diesel/gas

Según las referencias [11 - 14], el consumo específico de combustible en modo Diesel/gas y a cargas bajas, es notablemente mayor en comparación con el modo Diesel (motor funcionando con solo diesel). A medida que aumenta la carga del motor, esta tendencia disminuye debido a una combustión más completa del gas natural. A plena carga, el consumo específico de combustible en modo Diesel/gas es comparable al modo Diesel.

Por otro lado, el aumento del régimen de giro del motor, tiende a aumentar el consumo específico de combustible.

En la Figura 2 se puede observar el comportamiento del consumo específico de combustible (BSFC, brake specific fuel consumption, por sus siglas en inglés) a diferentes relaciones de sustitución de gas natural, diferentes cargas y dos velocidades diferentes de un motor Diesel funcionando en modo Diesel/gas.

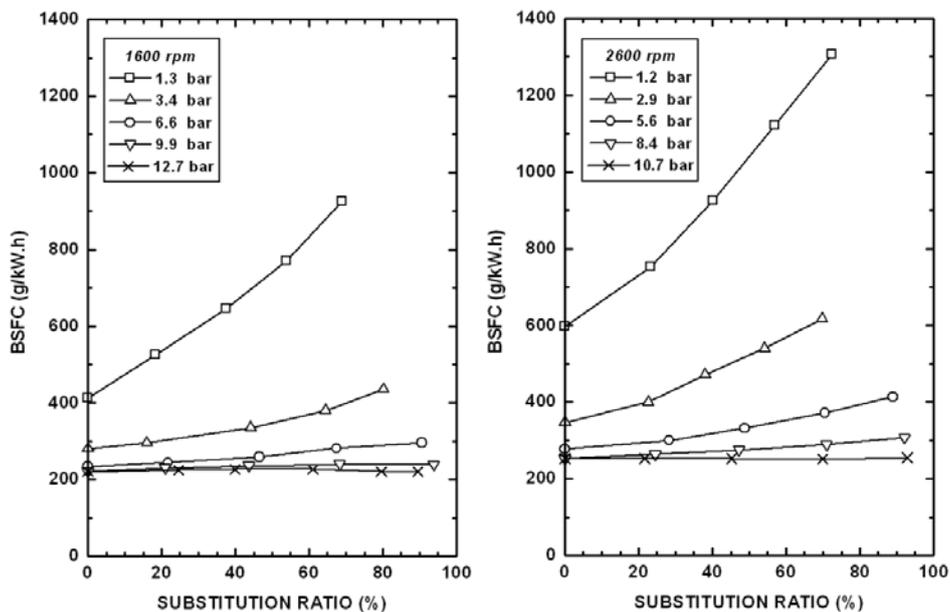


Figura 2. Consumo de combustible a diferentes relaciones de sustitución de gas natural [12].

1.1.3. Rendimiento efectivo del motor en el modo Diesel/gas

El rendimiento efectivo en el modo Diesel/gas disminuye a medida que se incrementa la sustitución parcial del gas. Esta tendencia ocurre a distintas cargas del motor, siendo más acentuado en las condiciones de cargas bajas. Esta baja en el rendimiento se debe principalmente al aumento de las pérdidas de fricción, que se eleva con la velocidad del motor [9 - 11].

En la Figura 3 se puede observar el comportamiento del rendimiento efectivo a diferentes relaciones de sustitución de gas natural y a diferentes potencias de un motor Diesel en modo Diesel/gas.

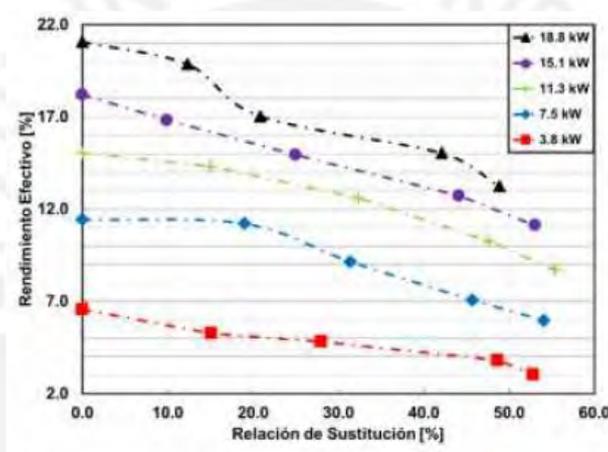


Figura 3. Rendimiento efectivo a diferentes relaciones de sustitución de gas natural [11]

1.1.4. Emisiones de los gases de escape en el modo Diesel/gas.

Las emisiones de hidrocarburos no quemados (HC) en el modo Diesel/gas van aumentando a medida que se incrementa la sustitución parcial del gas natural y principalmente a cargas bajas, lo que resulta en una baja del rendimiento efectivo. Esto es causado por los residuos del gas natural (principalmente metano) que no ha quemado completamente [6, 9 - 15].

A cargas altas y relación de sustitución elevadas, las emisiones específicas de hidrocarburos sin quemar (HC) llegan a un límite y luego decaen, no obstante, estos valores se asemeja a aquellas del modo Diesel [10 - 15].

En la Figura 4 se puede observar las emisiones de hidrocarburos no quemados a diferentes relaciones de sustitución de gas natural, diferentes cargas y a dos velocidades de un motor Diesel en modo Diesel/gas.

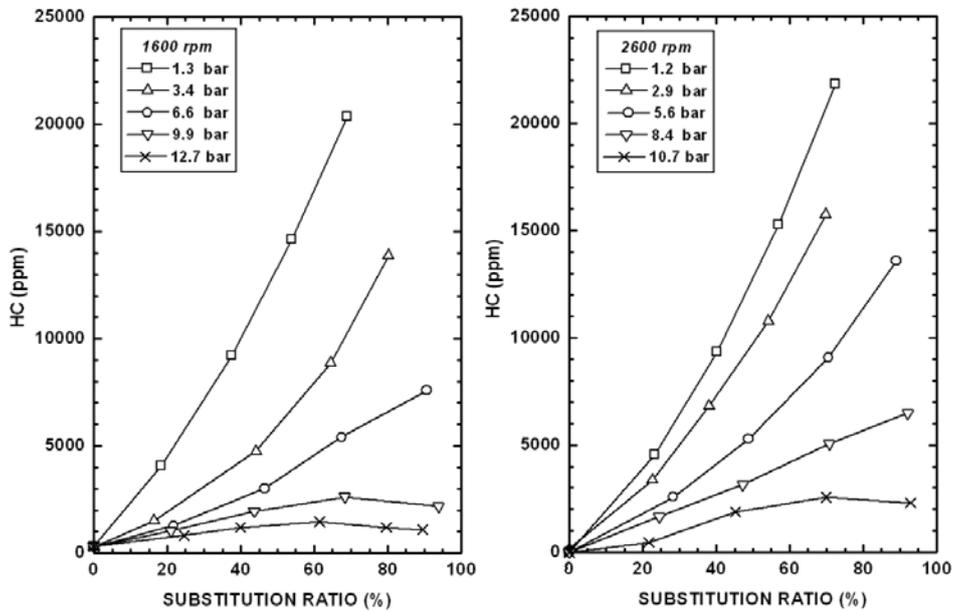


Figura 4. Emisiones de HC a diferentes relaciones de sustitución de gas natural [12].

En el modo Diesel/gas, las emisiones de monóxido de carbono (CO) son considerablemente altas cuando se compara con el modo Diesel. Esto se debe a la combustión lenta del gas natural, que mantiene la temperatura de la mezcla total en niveles bajos resultando en una reducción del proceso de oxidación del CO. A medida que aumenta la relación de sustitución del diesel por el gas natural se llega a índices máximos de CO, para luego disminuir progresivamente [9 - 17].

En la Figura 5 se puede observar las emisiones de CO a diferentes relaciones de sustitución de gas natural, diferentes cargas y a dos velocidades de un motor Diesel durante el modo Diesel/gas.

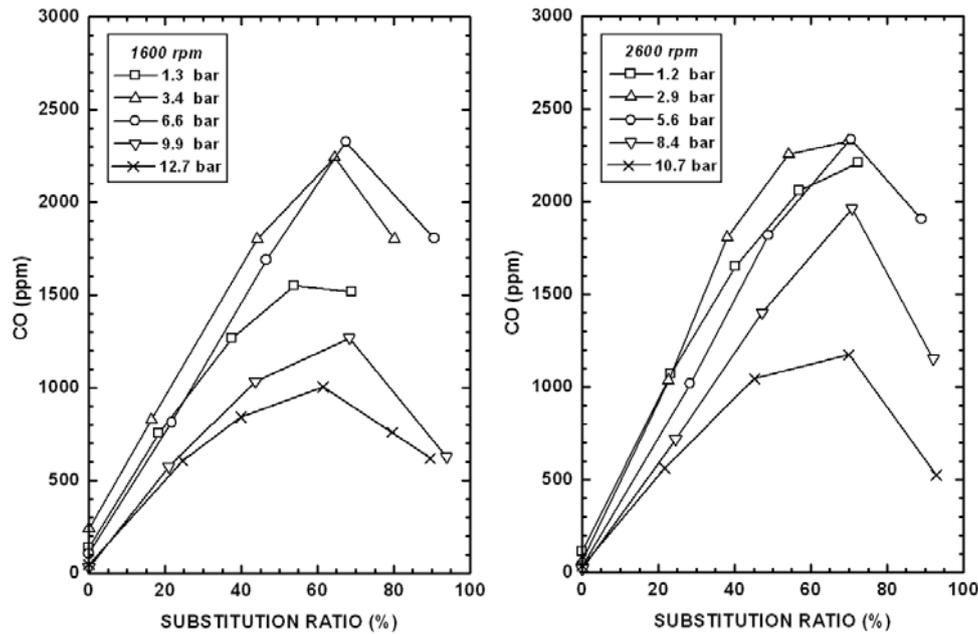


Figura 5. Emisiones de CO a diferentes relaciones de sustitución de gas natural [12].

En modo Diesel/gas, las emisiones de óxidos de nitrógeno (NO_x) son menores cuando se compara con el modo Diesel a iguales cargas y velocidades. El NO_x decae a medida que la relación de sustitución aumenta, ya que el gas reemplaza el aire de admisión y con ello el nitrógeno atmosférico. Sin embargo, a plena carga y a velocidades relativamente bajas del motor, las emisiones de NO_x se incrementan a medida que la relación de sustitución aumenta [6, 7, 9 - 17].

En la Figura 6 se puede observar las emisiones de NO_x a diferentes relaciones de sustitución de gas natural, diferentes cargas y dos velocidades de un motor Diesel en modo Diesel/gas.

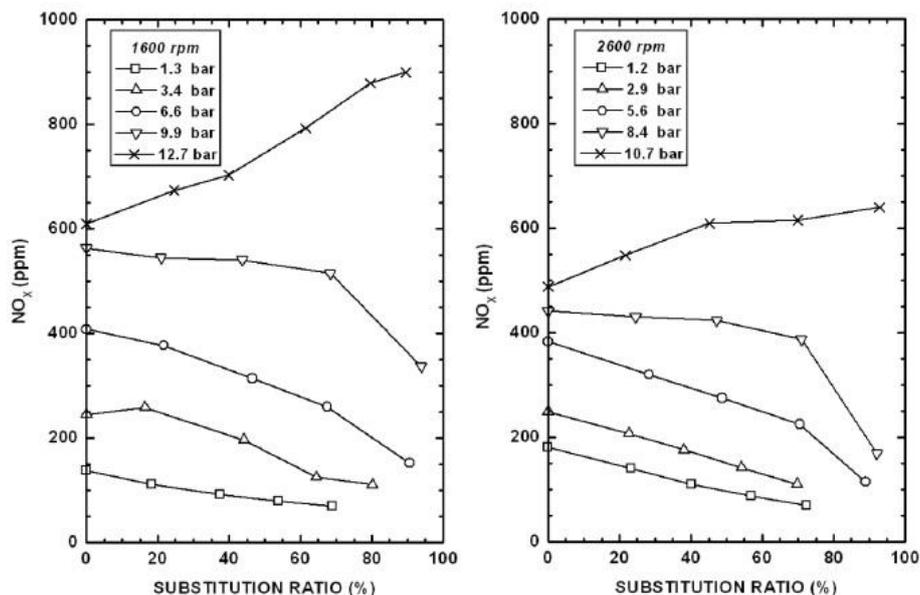


Figura 6. Emisiones de NOx a diferentes relaciones de sustitución de gas natural [12].

Hay una reducción considerable en las emisiones de material particulado en el modo Diesel/gas. Esto, es más pronunciado a altas cargas del motor y mayor relación de sustitución [9 - 17].

1.2. Técnicas para mejorar el funcionamiento en el modo Diesel/gas.

Al sustituir parcialmente el diesel por gas natural y particularmente a cargas bajas se producen deficiencias en las prestaciones (como el aumento de HC y CO y la disminución del rendimiento efectivo). Por lo tanto, es necesario evaluar distintas técnicas para alcanzar un mejor desempeño.

Según las referencias [6, 9], para mejorar el rendimiento efectivo y las emisiones de los gases de escape en un motor Diesel funcionando en modo Diesel/gas y a cargas bajas se usan los siguientes métodos:

- Incremento de la temperatura de la mezcla aire - gas natural;
- Restricción parcial del aire de admisión;
- Sincronización variable de inyección del diesel;
- Recirculación de los gases de escape;
- Avance del instante de inyección del diesel;
- Tratamiento externo de los gases de escape.

Durante el modo Diesel/gas se puede mejorar el funcionamiento a cargas parciales, con una mezcla más rica para la misma cantidad de gas natural sustituido. Pero una combinación equilibrada del incremento de la temperatura de la mezcla aire - gas natural con reducción parcial de aire de admisión puede ser particularmente más eficiente [9].

1.2.1. Restricción parcial del aire de admisión

De acuerdo con el investigador de la referencia [9], la restricción parcial de flujo de aire en el modo Diesel/gas es el principal factor limitante del rendimiento, especialmente a bajas cargas.

El rendimiento efectivo consigue un incremento y una reducción notable de las emisiones cuando se restringe el aire de admisión y se logra una relación de sustitución media para cargas bajas. A plena carga, la restricción de aire conlleva a mayores rendimientos que el modo Diesel. La baja en las emisiones es notable pero aún son más altos que aquellos encontrados en el modo Diesel.

La restricción parcial del aire causa una notable disminución de las emisiones de CO y HC, por tanto, un mayor rendimiento efectivo. Sin embargo, estos resultados son más notables a cargas bajas con un flujo de aire mínimo y tasa de sustitución máxima.

La restricción parcial del aire conduce a un pequeño aumento del material particulado, pero empiezan a caer con el aumento de la relación de sustitución, llegando a ser mínimo a relaciones máximas de sustitución.

La restricción parcial del aire de admisión provoca una reducción de las emisiones de NO_x, porque se restringe la entrada de nitrógeno a la cámara de combustión. Pero el NO_x tiende a incrementarse a cargas y velocidades más altas, ya que se incrementa la temperatura y presión en la combustión [9, 16].

1.2.2. Incremento de la temperatura de la mezcla aire - gas natural

La masa de aire de admisión del motor, el rendimiento efectivo y la temperatura de los gases de escape son marcadamente afectados por la temperatura de la mezcla aire - combustible de admisión [18].

Las referencias [18 - 20], indican que existe una fuerte relación entre la temperatura de la mezcla aire - combustible de admisión, la relación de sustitución, el rendimiento y las emisiones de los gases de escape del motor Diesel. Sin embargo la referencia [19], indica que la temperatura de admisión no parece tener un efecto significativo en la liberación de calor cuando se sustituye parcialmente el diesel con gas licuado de petróleo (GLP) o GNV.

El incremento de la temperatura de la mezcla aire - gas natural incrementa el rendimiento efectivo y reduce consumo específico de combustible, estas tendencias son más evidentes a una mayor relación de sustitución [21]. También disminuye el porcentaje de gas natural sin quemar, provocando menores emisiones de HC. A plena carga, este calentamiento puede provocar la detonación y la caída de la eficiencia volumétrica [9, 21].

En la Figura 7 se observa el comportamiento decreciente de la relación porcentual del consumo específico de combustible ((BSFC), brake specific fuel consumption, por sus siglas en inglés) cuando se incrementa la temperatura de la mezcla aire - gas natural (D/G+T) y se aumenta el porcentajes de recirculación de gases de escape (EGR) sobre el consumo específico de combustible en modo Diesel ((BSFC)Diesel) a 2000 rpm y 40 % de carga.

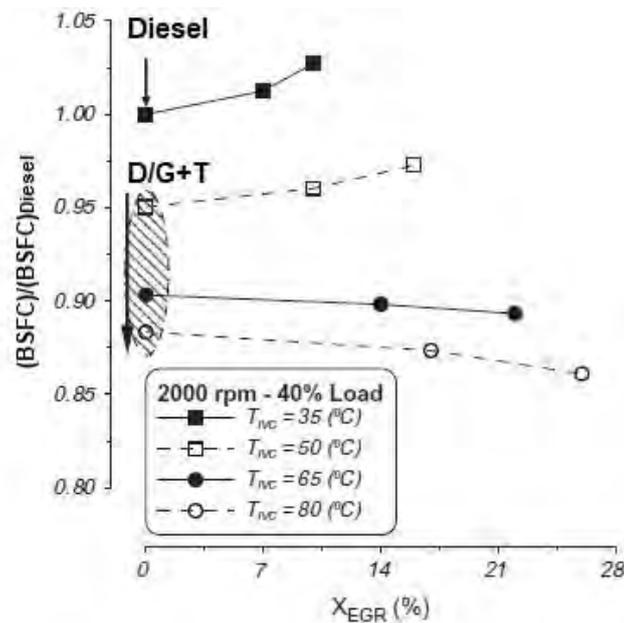


Figura 7. Relación porcentual del consumo específico de combustible de las técnicas D/G+T y EGR entre el modo Diesel, modificado de [21].

El aumento de la temperatura de la mezcla de admisión reduce considerablemente las emisiones de NO_2 , HC, CO y formaldehído, pero incrementa las emisiones de NO, NO_x y hollín [18 - 20].

Las emisiones de NO aumentan debido al incremento de la temperatura de la mezcla de admisión, aire – gas natural. Además, afecta positivamente la combustión del gas natural, especialmente durante sus etapas iniciales [21].

En la Figura 8 se observa el comportamiento creciente de la relación porcentual de las emisiones específicas de NO ($spNO$) cuando se incrementa la temperatura de la mezcla aire - gas natural (D/G+T) y aumenta el porcentajes de recirculación de gases de escape (EGR) sobre las emisiones específicas de NO en modo Diesel ($(spNO)_{Diesel}$) a 2000 rpm y 40 % de carga.

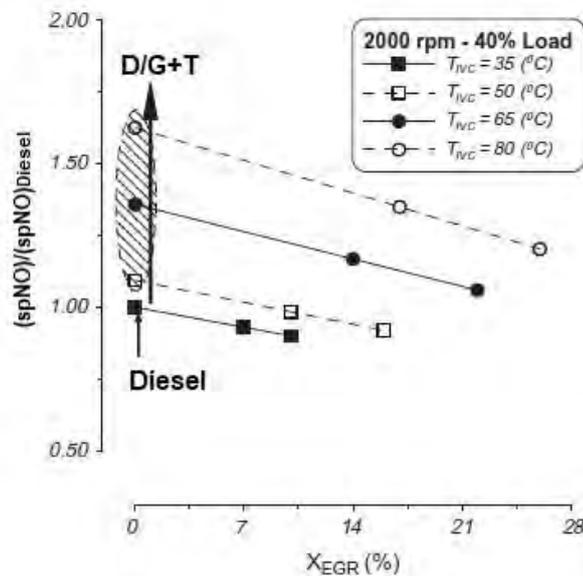


Figura 8. Relación porcentual de las emisiones específicas de NO de las técnicas D/G+T y EGR entre el modo Diesel, modificado de [21].

La formación de CO depende de la relación aire - combustible, del gas no quemado y de la temperatura dentro del cilindro. Los dos últimos parámetros controlan la descomposición del combustible y la oxidación [18 -20]. El aumento de la temperatura en el modo Diesel/gas resulta en una reducción de las emisiones de CO, aumentando la temperatura de la mezcla, también provoca una reducción de la disponibilidad del gas natural dentro de la zona de combustión. Por lo tanto, esta técnica mejora significativamente la velocidad de oxidación del CO [21].

En la Figura 9 se observa el comportamiento decreciente de la relación porcentual de las emisiones específicas de CO (spCO) cuando se incrementa la temperatura de la mezcla aire - gas natural (D/G+T) y aumenta el porcentajes de recirculación de gases de escape (EGR) sobre las emisiones específicas de NO en modo Diesel ((spCO)Diesel) a 2000 rpm y 40 % de carga.

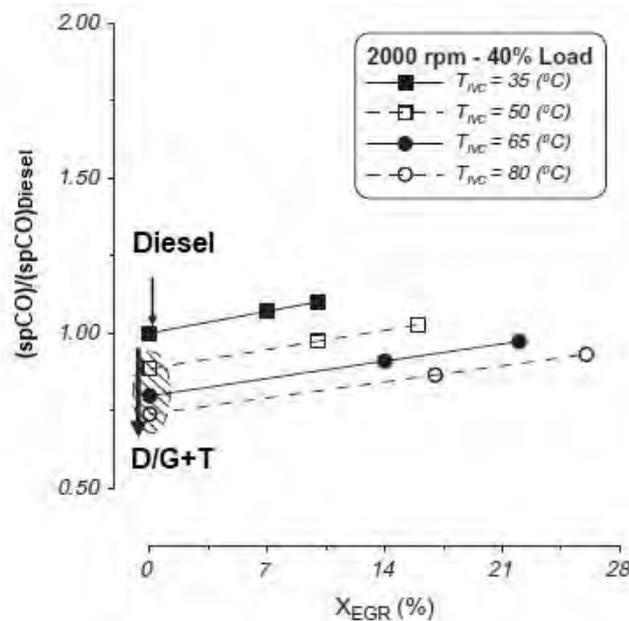


Figura 9. Relación porcentual de las emisiones específicas de CO de las técnicas D/G+T y EGR entre el modo Diesel, modificado de [21].

1.2.3. Sincronización variable de la inyección del diesel

De acuerdo con la referencia [9], se debe controlar la cantidad de diesel en la inyección, el cual debe ser suficiente para garantizar el encendido y obtener una combustión adecuada.

Esta técnica aumenta la actividad de oxidación parcial y proporciona una mayor multiplicidad de centros de encendido y una zona de combustión más extensa.

Para bajos regímenes de giro esta cantidad de inyección debe ser mucho mayor que en altas velocidades, ya que, a altas revoluciones se debe mantener en valores mínimos para no exceder el consumo del diesel.

1.2.4. Recirculación de los gases de escape

Según los autores de las citas [9,21], la sustitución del aire de admisión por otro gas inerte es una estrategia para la reducción de NOx. Una técnica para la dilución del aire de admisión es la recirculación de los gases de escape (EGR por sus siglas en inglés), la cual efectivamente reduce las emisiones de NOx.

Esta técnica de EGR consiste en hacer que parte de los gases de escape recirculen a través del aire de admisión, induciéndolos vuelta al interior de la

cámara de combustión. Los gases de escape recirculados absorben una porción de la energía liberada durante la combustión, reduciendo las temperaturas altas, conllevando favorablemente a la menor formación de NO_x y aumentando significativamente la concentración de dióxido de carbono (CO_2).

La EGR es un método para mejorar el rendimiento del motor Diesel en modo Diesel/gas y reducir sus emisiones, especialmente en cargas bajas. Al aumentar la temperatura de la mezcla aire - gas natural de admisión, la EGR caliente puede promover una mejor combustión.

1.2.5. Avance del tiempo de inyección del combustible diesel

Según la referencia [9], el avance del tiempo de inyección del diesel tiene como objetivo compensar las reacciones químicas que se están desarrollando antes y después de ser inyectado el diesel; este fenómeno es complejo y se genera en motores Diesel en modo Diesel/gas, donde se tiene una mayor demora en el encendido y lenta relación de combustión, especialmente en cargas bajas.

En un motor Diesel una combustión satisfactoria requiere la auto-ignición del diesel cerca del punto muerto superior (PMS).

1.2.6. Tratamiento externo de los gases de escape

De acuerdo al autor citado en [9], este método pasivo consiste en limpiar las emisiones de los gases de escape a través del uso de catalizadores para remover el NO_x , CO , y/o HC no quemados. Los metales nobles son más convenientes como material catalítico (una mezcla de Platino (Pt) y Paladium (Pd) es la más usada).

Por lo expuesto en este capítulo, es posible combinar distintas técnicas experimentales para poder mejorar las prestaciones de un motor funcionando en modo Diesel/gas. En este estudio serán evaluadas dos técnicas en conjunto: la restricción parcial de aire de admisión y el incremento de la temperatura de la mezcla aire – gas natural.

medidor del consumo de combustible diesel, medidor del consumo másico de gas natural, medidor diferencial de presiones para determinar el flujo de aire, analizador de emisiones, medidor de presión dentro del cilindro, sensor de humedad relativa y temperatura ambiental, termocuplas tipo k, medidores de presión, registrador electrónico de datos, entre otros.

2.1.1.1. Motor de combustión interna alternativo

Para la experimentación se utilizó un motor Diesel de la marca CUMMINS, modelo QSB6.7, empleado por tracto camiones. En la Tabla 1 se presentan las principales características técnicas de este motor y en la Figura 11 se muestra una vista general de su disposición en el banco de pruebas.

Tabla 1. Datos técnicos del motor Diesel [22].

| ESPECIFICACIONES | DATOS TÉCNICOS |
|----------------------|-----------------|
| Marca | Cummins |
| Modelo | QSB6.7 |
| Aplicación | Vehicular |
| Sistema de Inyección | Common Rail |
| Volumen barrido | 6.7 l |
| Velocidad nominal | 2200 Rpm |
| Potencia nominal | 119 KW (160 Hp) |



Figura 11. Motor Diesel utilizado en las pruebas.

El MCIA está equipado por un sobre-alimentador de marca Holset, modelo HX35W, capaz de proporcionar hasta 0,46 kg/s.



Figura 12. Sobre-alimentador del motor Diesel.

2.1.1.2. Dinamómetro

El MCIa está acoplado a un dinamómetro de campo electromagnético marca Zoller, modelo A-350, con rango de torque de 0 a 1000 Nm y régimen de giro máximo de 6500 rpm, que para fines prácticos es quien proporciona la carga al motor. Este dinamómetro se encuentra conectado a un módulo de control donde se puede regular la carga, la velocidad del motor y las temperaturas de operación (ver Figura 13).



Figura 13. Dinamómetro utilizado en las pruebas.

2.1.1.3. Depósitos de combustibles

A. Tanque de combustible para diesel

El tanque de combustible de diesel DB5 tiene una capacidad de 20 galones y es adaptado por el Laboratorio de Energía de la PUCP para almacenar el combustible necesario para las pruebas.



Figura 14. Tanque de diesel B5.

B. Cilindro para GNV

El tanque de combustible de GNV (Figura 15) tiene una capacidad de 40 litros teniendo un regulador de presión Gb2-2, que disminuye la presión desde 200 bar hasta 3 bar. También cuenta con una válvula de carga electrónica para el suministro de gas natural.



Figura 15. Cilindro de GNV.

2.1.1.4. Sistema de refrigeración

A. Sistema de refrigeración de MCIA

Este sistema de refrigeración fue adaptado por el LABEN para su mejor control, y cuenta con un intercambiador de calor agua-agua logrando que el motor no llegue a temperaturas extremas.



Figura 16. Sistema de refrigeración del motor.

B. Sistema de refrigeración del dinamómetro

El dinamómetro también cuenta con un sistema de refrigeración de agua, para que el freno electromagnético no llegue a sobrecalentarse (véase Figura 17).



Figura 17. Sistema de refrigeración del dinamómetro.

2.1.2. Dispositivos de control

2.1.2.1. Módulo de control del MCIA y el dinamómetro

Este equipo fue adaptado por el Laboratorio de Energía de la PUCP donde se encuentran los interruptores de encendido y apagado del MCIA y dinamómetro, medidor digital del régimen de giro del motor, regulador de torque, niveles de presión de aceite, temperaturas de los dispositivos de refrigeración, etc. Por otro lado, también permite regular el flujo de agua del sistema de enfriamiento para el dinamómetro y el MCIA (ver Figura 18).



Figura 18. Módulo de control del motor y dinamómetro.

2.1.2.2. Válvula de restricción del aire de admisión

Se empleó para la investigación una válvula tipo mariposa manual de 4 pulgadas de diámetro y con paleta de bronce para evitar la corrosión, ya que está en contacto con la mezcla aire - gas natural. Esta válvula se utilizó para realizar el método de la restricción parcial de aire de admisión del MCIA en modo Diesel/gas (ver Figura 19).



Figura 19. Válvula mariposa manual.

2.1.2.3. Inyectores de gas natural

Fueron utilizados 4 inyectores de la marca Landirengo, modelo Omega, controlados por un software implementado por el LABEN. Estos fueron utilizados para el ingreso del gas natural a la admisión de aire. Los inyectores utilizados están ubicados después de la válvula de restricción del aire y antes del turbo-compresor.



Figura 20. Sistema de inyección de GNV.

2.1.2.4. Sistema de refrigeración de aire de admisión

Adaptación del LABEN de la PUCP cuenta con un intercambiador de calor aire – aire original del motor Cummins (intercooler) y un ventilador industrial adaptado, cuenta con variador de velocidad para establecer un enfriamiento controlado del aire y mezcla aire – gas natural de admisión al motor, este ventilador estuvo funcionando a 3000 rpm durante los modos Diesel, D/G y D/G+RA proporcionando un enfriamiento adecuado, para el modo D/G+RA+T se apagó el ventilador para que incremente la temperatura de la mezcla aire – gas natural (ver Figura 21).



Figura 21. Sistema de refrigeración de la mezcla de admisión.

2.1.3. Dispositivos de medición

2.1.3.1. Analizador de gases

Se utilizó un equipo analizador de gases portátil de la marca Testo, modelo 350-XL (ver Figura 22), el cual se acopló al tubo de escape a la salida de la turbina del sobre-alimentador. Este equipo está conformado de una unidad de control, una caja analizadora con sensores de oxígeno (O_2), dióxido de nitrógeno (NO_2), monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO_2), óxidos de nitrógeno (NO_x), hidrocarburos no quemados (HC) y una sonda de muestreo. En la Tabla 2 se muestra las principales características técnicas del analizador de gases.

Tabla 2. Datos técnicos del analizador de gases [23].

| ESPECIFICACIONES | | DATOS TÉCNICOS |
|------------------|-------------------|---|
| Marca | | TESTO |
| Modelo | | 350 XL |
| Sensor de CO | Rango de medición | 0-10 000 ppm |
| | Resolución mínima | 1 ppm |
| | Incertidumbre | ± 10 ppm (0-99 ppm); ± 5% (100-2000 ppm); ± 10% (2 100-10 000 ppm). |
| Sensor de HC | Rango de medición | 100-40 000 ppm |
| | Resolución mínima | 10 ppm |
| | Incertidumbre | < 400 ppm (100-4 000 ppm); ± 10% (> 4000 ppm) |
| Sensor de NOx | Rango de medición | 0-3 000 ppm |
| | Resolución mínima | 1 ppm |
| | Incertidumbre | ± 5 ppm (0-99 ppm); ± 5% (100-2000 ppm); ± 10% (2 100-3 000 ppm). |



Figura 22. Analizador de gases.

2.1.3.2. Medidor de humedad relativa y temperatura ambiente

El transmisor de humedad relativa y temperatura de marca Omega, modelo HX94, proporcionó un monitoreo de la humedad relativa y temperatura del aire en la sala de pruebas y en la entrada del filtro del motor (ver Figura 23). En la

Tabla 3 se muestra las principales características técnicas del medidor de humedad relativa y temperatura ambiental.

Tabla 3. Datos técnicos del medidor de humedad relativa y temperatura ambiental [24].

| Descripción | Datos Técnicos | |
|--------------------------|---------------------|------------------|
| | HR | T1 |
| Marca | Omega | |
| Modelo | HX94 | |
| Rango de operación | 3 -90% RH / 0-100°C | |
| Alimentación | 6-30 Vcc | |
| Salida de señal | 0-1V / 4-20 mA | |
| Condiciones de operación | 1 bar/25°C | |
| Incertidumbre | Exactitud | ±2% RH ±0.6°C |



Figura 23. Sensor de humedad relativa y temperatura instalado antes del filtro de aire.

2.1.3.3. Medidor de flujo de combustible

Para medir el flujo másico del diesel DB5 y el gas natural se utilizó el medidor de flujo tipo coriolis de la marca Emerson y modelo Micro-Motion Elite CMF010M (ver Figura 24). Este medidor de flujo opera bajo el principio de las fuerzas inerciales¹. En la Tabla 4 se muestra las principales características técnicas del medidor de flujo de combustible.

¹ Se generan cuando una partícula en un cuerpo rotatorio se mueve con respecto al cuerpo acercándose o alejándose del centro de rotación.

Tabla 4. Datos técnicos del medidor de flujo de combustible [25].

| Descripción | | Datos Técnicos |
|--------------------|-------------------------|------------------------------------|
| Marca | | Emerson |
| Modelo | | Micro-Motion Elite CMF010M |
| Rango de operación | | Pmax 19 bar / -40 a 45 °C |
| Alimentación | | 18 a 100 Vcc, 85 a 250 Vac |
| Salida de señal | | discreto, (4 o 9) cables de salida |
| Incertidumbre | Exactitud para líquidos | ± 0.05% |
| | Exactitud para gas | Entre ± 0.25% y ± 0.35% |



Figura 24. Medidor de flujo de combustible.

Para interpretar la señal de medición del medidor de flujo tipo coriolis, y mostrar sus resultados y/o emitirla para otro dispositivo de registro se utilizó el transmisor de flujo marca Emerson y modelo Micro Motion 2700, cuyas características técnicas se muestran en la Tabla 5.

Tabla 5. Datos técnicos del transmisor de flujo de combustible [26].

| Descripción | Datos Técnicos |
|--------------------|--|
| Marca | Emerson |
| Modelo | Micro Motion 2700 |
| Rango de operación | 5 a 95% HR / -40 a +60 °C |
| Alimentación | 18 a 100 Vcc : 85 a 265 Vca, |
| Salida de señal | 4-20 mA, pulsos de 10 Khz, discreto, etc. |
| Entrada de señal | discreto, (4 o 9) cables del sensor Coriolis |



Figura 25. Transmisor de flujo de combustible.

2.1.3.4. Medidor de presión barométrico

El medidor de presión barométrica de la marca Lambrecht y modelo 8121 está equipado con un manómetro piezoeléctrico cuya característica es linealizarse por medio de un microcontrolador de baja potencia. En la Tabla 6 se muestra las principales características técnicas del medidor barométrico de presión.

Tabla 6. Datos técnicos del medidor de presión barométrico [27].

| Descripción | | Datos Técnicos |
|--------------------------|-----------|--|
| Marca | | Lambrecht |
| Modelo | | 8121 |
| Rango de operación | | 0.6-1.1 bar |
| Alimentación | | 12-30 Vcc |
| Salida de señal | | 0-20 mA / 4-20 mA / 0-2 V |
| Condiciones de operación | | min. 300 hPa · max. 1.375 hPa / -20 a 70°C |
| Incertidumbre | Exactitud | ± 1 hPa |



Figura 26. Medidor de presión barométrico.

2.1.3.5. Medidor de presión diferencial para determinar el flujo de aire de admisión

Este sensor de presión diferencial, marca Dwyer y modelo Magnesense II Serie MS2, (ver Figura 27), está acoplado a un medidor de flujo de tipo laminar de marca Meriam, modelo 50MC2-6, juntos se utilizan para determinar el flujo de aire de admisión [29]. En la Tabla 7 se muestra las principales características técnicas del transmisor de diferencial de presión.

Tabla 7. Datos técnicos del sensor de presión diferencial [28].

| Descripción | Datos Técnicos |
|--------------------------|---|
| Marca | Dwyer |
| Modelo | Magnesense II, Serie MS2 |
| Rango de operación | Pmax 1 psi |
| Alimentación | 10 a 35 Vcc (2cables) 17 a 36 Vcc o aislado 21.6 a 33 Vac (3cables) |
| Salida de señal | 4 a 20 mA (2cables), 0 a 5 Vcc, 0 a 10 Vcc (3cables) |
| Condiciones de operación | 0 - 2500 Pa |
| Incertidumbre | ±1 % FS para 10 in H2O (2.5 kPa) |



Figura 27. Sensor de presión diferencial y medidor de flujo de aire.

2.1.3.6. Sensor de presión para medir bajas presiones

El transmisor de presión Yokogawa, modelo EJX530A, cuenta con sensor resonante de silicio mono-cristalino y es adecuado para medir la presión después

de inyectar el gas natural al tubo de admisión y antes de que ingrese al compresor del sobre-alimentador, también mide la presión de los gases de escape a la salida de la turbina del sobre-alimentador (ver Figura 28). En la Tabla 8 se muestra las principales características técnicas del transmisor de presión.

Tabla 8. Datos técnicos del sensor de presión para bajas presiones [30].

| Descripción | Datos Técnicos |
|--------------------------|--------------------------------|
| Marca | Yokogawa |
| Modelo | EJX530A |
| Rango de operación | (-1) - 2 bar |
| Alimentación | 21.6 - 32 Vcc recomendado 24 V |
| Salida de señal | 4-20 mA |
| Condiciones de operación | 1 bar |
| Incertidumbre | $\pm 0.004\%$ |



Figura 28. Sensor de presión para bajas presiones.

2.1.3.7. Sensor de presión para medir altas presiones

Este transmisor de presión de marca Danfoss, modelo MBS 33 060G3011, fue utilizado para medir la presión de admisión a la salida del compresor y también registra la presión de los gases de escape antes de ingresar a la turbina del sobre-alimentador (ver Figura 29). En la Tabla 9 se muestra las principales características técnicas de dicho transductor de presión.

Tabla 9. Datos técnicos del sensor de presión para altas presiones [31].

| Descripción | | Datos Técnicos |
|--------------------------|-----------|---|
| Marca | | Danfoss |
| Modelo | | MBS 33 060G3011 |
| Rango de operación | | 0-1 bar |
| Alimentación | | 10-30 Vcc |
| Salida de señal | | 4-20 mA |
| Condiciones de operación | | 2.5 bar |
| Incertidumbre | Exactitud | $\pm 0,3$ % FS (típico) o ± 0.8 FS (max.) |



Figura 29. Sensor de presión para altas presiones.

2.1.3.8. Sensor de presión dentro del cilindro del MCI

El sensor piezoeléctrico de presión de la marca AVL, modelo GU21D, es utilizado para el análisis de la combustión fue instalado en el cilindro N° 1 del motor Cummins. En la Tabla 10 se muestra las principales características técnicas del medidor de presión dentro del cilindro.

Tabla 10. Datos técnicos del medidor de presión dentro del cilindro del MCI [32].

| Descripción | | Datos Técnicos |
|--------------------------|--|---|
| Marca | | AVL |
| Modelo | | GU21D |
| Rango de operación | | 0 - 250 bar |
| Sensibilidad | | 35 pC/bar nominal |
| Tiempo de vida | | ≥ 108 ciclos por carga |
| Condiciones de operación | | 300 (bar carga max.) -40 -400 °C (temperatura de operación) |
| Incertidumbre | | $\pm 0.3\%$ FS |



Figura 30. Sensor de presión del cilindro del MCIA [32].

2.1.3.9. Medidor del ángulo de energización de las bobinas de inyección

La pinza de corriente activa de la marca AVL, modelo TI0602ACCA.01, midió el instante de energización del solenoide del inyector (ver Figura 31). Su señal de salida varía entre 50 mA hasta 100A. En la Tabla 11 se muestra las principales características técnicas de este sensor.

Tabla 11. Datos técnicos del medidor del ángulo de inyección [33].

| Descripción | Datos Técnicos |
|--------------------|---------------------------------|
| Marca | AVL |
| Modelo | TI0602ACCA.01 |
| Rango de operación | 50 mA hasta 100A |
| Mediciones | en corriente alterna y continua |
| Alimentación | Batería 9 Vcc |
| Incertidumbre | $\pm 0.5\%$ FS |



Figura 31. Medidor del ángulo de inyección [33].

2.1.3.10. Medidor de temperatura

Este sensor de temperatura GIVA TIPO K (ver Figura 32), fue utilizado para medir las temperaturas en la tubería de admisión y en la salida de los gases de escape como se muestra en el esquema del banco de pruebas (ver Figura 10). En la Tabla 12 se muestra las principales características técnicas del sensor de temperatura.

Tabla 12. Datos técnicos del sensor de temperatura [34].

| Descripción | Datos Técnicos |
|--------------------------|----------------------------|
| Marca | Giva |
| Modelo | Tipo K |
| Rango de operación | de 0 °C a 1260 °C |
| Salida de señal | 0 - 54.8 mA |
| Condiciones de operación | 25°C |
| Incertidumbre | ± 1.1 °C o ± 0.4 % |

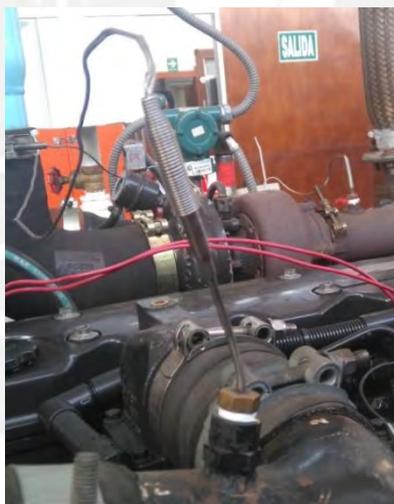


Figura 32. Sensor de temperatura tipo K.

2.1.4. Registro de datos

2.1.4.1. Amplificador de señal y software procesador de datos

El amplificador de señal fue de la marca AVL, modelo TI0602VIA.01 (ver Figura 33) cuenta con cuatro funciones independientes: interruptor de Eternet para entrar a una red privada, estabilizador de voltaje, acondicionamiento de sensores de señal de referencia de ángulo de cigüeñal y conversión de señales analógicas

de ignición e inyección. En la Tabla 13 se muestra las principales características técnicas del amplificador de señales.

Tabla 13. Datos técnicos del amplificador de señal [33].

| Descripción | Datos Técnicos |
|--------------------------|---|
| Marca | AVL |
| Modelo | TI0602VIA.01 |
| Señal de entrada | Max. voltaje ± 10 V /resistencia 1.2 M Ω |
| Alimentación | (4.5 a 18) Vcc o (10.5 a 36) Vcc |
| Condiciones de operación | -40°C a + 60°C |
| Rango de operación | hasta 1400 pC |
| Incertidumbre | $\pm 0.01\%$ FS |



Figura 33. Amplificador de señal [33].

El programa que procesó y registro los datos medidos por el sensor de presión dentro del cilindro y la pinza que mide el ángulo de energización de las bobinas de inyección fue el “software Indicom Mobile 2014”.

2.1.4.2. Registrador electrónico de datos

El registrador electrónico de datos de la marca Honeywell y modelo Multitrend permitió grabar los datos a una frecuencia de 1Hz.

Los sensores o transmisores se conectaron directamente al registrador y con lo cual se pudo utilizar los datos para documentar las condiciones de la experimentación realizada. Su gran pantalla táctil de alta resolución proporcionó una buena visualización del registro de datos, mientras que las 32 capacidades de entrada analógica proporcionaron los medios para monitorear todos los

parámetros medidos. Las características técnicas del registrador electrónico de datos se visualizan en la Tabla 14.

Tabla 14. Datos técnicos del registrador de datos [35].

| Especificaciones | Datos técnicos |
|---------------------------------------|---------------------------------|
| Marca | Honeywell |
| Modelo | MULTITREND® GR |
| Software | The TrendManager Pro Suite |
| Memoria | Interna 4GB, externa SD 32 GB |
| Puertos de entrada | 32 |
| Señal de entrada | Vcc, mVcc, mA, ohm Termocuplas. |
| grabación de datos | Cada 1 Segundo |
| Rango de entrada | (0 a 20) mA o (4 A 20) mA |
| Resistencia máxima de carga | 1000 Ω |
| Incertidumbre para la entrada en mA | +/- 0.2 % F.S. |
| Incertidumbre para Termocuplas tipo K | +/- 1 °C |



Figura 34. Registrador de datos.

El registrador electrónico de datos Honeywell tiene puertos de entrada donde fueron conectados los sensores de temperaturas (T1, T2, T3, T4, T5, T6), presiones (P0, ΔP , P2, P3, P5, P6) y humedad relativa (HR) indicados en la Figura 10. Estos sensores transmitieron su señal para ser registrados y, posteriormente procesados.

2.1.5. Combustibles utilizados

2.1.5.1. Diesel DB5

El diesel DB5 está constituido por una mezcla de 95% de volumen de diesel N°2² y 5% de volumen de Biodiesel B100³. Posee un elevado índice de cetano con respecto a la especificación del diesel N°2. Además en el diesel DB5 existe un bajo contenido de azufre (máximo 50 ppm) con respecto a la especificación, asegurando una protección efectiva contra el desgaste [36].

A partir del 01 Enero 2011 se inició la comercialización del combustible diesel DB5 en el Perú, en reemplazo del diesel DB2 [37].

El diesel DB5 cumple con las especificaciones de la norma técnica peruana vigente y guarda concordancia con los principales ensayos de los estándares internacionales ASTM, D975 y SAE J313 [36].

Según la referencia [9], la composición del diesel es muy compleja porque contiene gran cantidad de hidrocarburos pesados y puede ser representado por un hidrocarburo específico, el cual se divide en grupos como:

- Diesel Leve C₁₂H₂₆ (do-decano);
- Diesel Medio C₁₃H₂₈ (tri-decano);
- Diesel Pesado C₁₄H₃₀ (tetra-decano).

La calidad del encendido del diesel se mide por su número de cetano que caracteriza la cinética de la combustión, lo que tiene influencia sobre las sustancias emitidas por el espectro de motor. La escala del índice de cetano se define mediante la mezcla de combustibles de preferencia hidrocarburos puros.

Según la norma técnica peruana el número de cetano del DB5 tiene como valor mínimo “40” siguiendo el método de ensayo ASTM D 613 o ISO 5165.

2.1.5.2. Gas natural (GN)

EL gas natural es un hidrocarburo gaseoso compuesto principalmente por la combinación de Metano (90%) y Etano (10%). El GN es más liviano que el aire por lo que en caso de fuga éste se disipa fácilmente en la atmósfera. En nuestro

² Mezcla compleja de hidrocarburos en el rango aproximado de C9 a C30.

³ Se compone principalmente de ésteres mono-alquílicos de ácidos grasos de cadena larga.

país, la utilización del gas natural y sobre todo del gas natural vehicular se ha incrementado con altas expectativas de uso [38].

Según la referencia [9], la composición típica del gas natural puede ser:

- Metano (CH₄) → usualmente > 80%;
- Etano (C₂H₆) → 2 a 10%;
- Propano (C₃H₈) → < 5%;
- Butano Normal (n-C₄H₁₀) e Iso-butano (i- C₄H₁₀) → <2%;
- Pentano Normal (n-C₅H₁₂) e Iso-pentano (i-C₅H₁₂) → <1%;
- Hexano (C₆H₁₄) → <0,5%;
- Otros componentes parafínicos: Heptano y fracciones más pesadas (C₇H₁₆+) → características.
- Hidrocarburos cíclicos y aromáticos: ocasionalmente puede producirse en pequeñas proporciones;
- Impurezas comunes: Nitrogeno (N₂), Dióxido de Carbono (CO₂) Y Gas Sulfídrico (H₂S);
- Otros gases: Helio (He), Vapor de agua (H₂O).

Al no contener azufre ni plomo en su composición, reduce hasta en 97% las emisiones de monóxido de carbono (CO), logrando también reducciones en otras emisiones como: NO_x, SO₂ y Material Particulado [38].

El GNV se elabora mediante la compresión del gas natural a menos del 1% del volumen que ocupa a presión atmosférica. Se almacena y distribuye en cilindros a una presión aproximada a 250 bares [6].

2.1.5.3. Propiedades de los combustibles utilizados.

La mayoría de las propiedades físico-químicas del diesel DB5 son las mismas que el de diesel N°2 [38]. En la Tabla 15 se muestra las propiedades de los combustibles utilizados en este estudio.

Tabla 15. Propiedades físico químicas de los combustibles utilizados [9].

| PROPIEDADES | GNV | Diesel |
|--|-----------------|---------------------------------|
| Formula química del hidrocarburo principal | CH ₄ | C ₁₂ H ₂₆ |
| Relación atómica del H/C del combustible | 3.82a | 1.85b |
| Masa molecular [g/mol] | 17.7 | 170 |
| Masa específica [Kg/m ³] 20°C Y 1atm | 0.736 | 830 |
| Razón estequiométrica aire - combustible [Kg/Kg] | 16.99/1 | 14.99/1 |
| Temperatura de auto-ignición [°C] | 632 | 254 |
| Poder calorífico superior [MJ/Kg] | 53.97 | 45.59 |
| Poder calorífico inferior [MJ/Kg] | 48.75 | 42.45 |
| Límite de inflamabilidad del aire [% Por Vol.] | 5 -15 | 0.7 - 0.5 |
| Numero de octano | 130 | 20 |
| Numero de cetano [NC] | - | 44 - 50 |
| Calor de combustión de 0.028 M3 de mezcla estequiométrica a 1atm Y 15.6 °C [Kcal/Kg] | 771 | 773.5 |
| Velocidad de propagación de llama [cm/s] | 33.5 | 33 - 47 |
| Viscosidad a 37.8 °C [cSt] | - | 2 -4 |

2.2. Matriz de ensayos experimentales

Para cumplir con los objetivos planteados se propuso el siguiente procedimiento de ensayos.

Primero se definieron 9 puntos experimentales, resultando de la combinación de tres regímenes de giro (1000 rpm, 15000 rpm, 2000 rpm) y 3 torques impuestos al motor (40Nm, 80Nm, 120 Nm).

En cada uno de estos puntos experimentales se operó en el modo Diesel. Luego bajo las mismas condiciones de funcionamiento del motor, se evaluó la sustitución parcial del diesel por gas natural, ya en el modo Diesel/gas (D/G) se restringió parcialmente la entrada de aire de admisión, por medio de la válvula mariposa de accionamiento manual.

Además, estando en el modo Diesel/gas con restricción parcial de aire (D/G+RA) se evaluó el efecto de la temperatura de la mezcla aire - gas natural. Para ello se apagó el ventilador que enfría el aire de admisión.

Por lo tanto, para cada punto experimental (régimen x torque) se obtuvo 4 condiciones de funcionamiento adicionales: Diesel, Diesel/gas (D/G), Diesel/gas con restricción parcial de aire de admisión (D/G+RA) y Diesel/gas con restricción

parcial del aire y aumento de la temperatura (D/G+RA+T). Con ello fueron totalizados 36 (9 x 4) puntos experimentales. La Tabla 16 detalla la enumeración de las 36 condiciones de prueba utilizadas durante los ensayos.



Figura 35 Registro de los ensayos realizados.

Tabla 16. Descripción de los puntos experimentales.

| Régimen de giro (rpm) | Modo de funcionamiento | Torque (Nm) | | |
|-----------------------|------------------------|-------------|----|-----|
| | | 40 | 80 | 120 |
| 1000 | D | 1 | 5 | 9 |
| | D/G | 2 | 6 | 10 |
| | D/G+RA | 3 | 7 | 11 |
| | D/G+RA+T | 4 | 8 | 12 |
| 1500 | D | 13 | 17 | 21 |
| | D/G | 14 | 18 | 22 |
| | D/G+RA | 15 | 19 | 23 |
| | D/G +RA+T | 16 | 20 | 24 |
| 2000 | D | 25 | 29 | 33 |
| | D/G | 26 | 30 | 34 |
| | D/G+RA | 27 | 31 | 35 |
| | D/G+RA+T | 28 | 32 | 36 |

Para cada uno de los 36 puntos de la matriz experimental se registraron los siguientes datos:

- Régimen de giro del motor [rpm];
- Torque [Nm];
- Presión en el cilindro [bar];

- Ángulo de giro del cigüeñal [grados];
- Humedad relativa [%];
- Temperatura ambiente [°C];
- Presión ambiente [bar];
- Diferencial de presiones en la admisión de aire [Pa];
- Temperatura del aire en la admisión [°C];
- Presión del aire en la admisión [bar];
- Temperatura del aire a la salida del compresor [°C];
- Presión del aire a la salida del compresor [bar];
- Temperatura del aire a la salida del inter-cooler [°C];
- Temperatura de los gases de escape [°C];
- Presión de los gases de escape [bar];
- Temperatura de los gases de escape a la salida de la turbina [°C];
- Presión de los gases de escape a la salida de la turbina [bar];
- Consumo de combustible diésel [kg/h];
- Consumo de combustible GNV [kg/h];
- Porcentaje de oxígeno residual en el escape: O₂ [%];
- Porcentaje de dióxidos de carbono: CO₂ [%];
- Concentraciones de monóxido de carbono: CO [ppm];
- Concentraciones de monóxido de nitrógeno: NO [ppm];
- Concentraciones de dióxidos de nitrógeno: NO₂ [ppm];
- Concentraciones de óxidos de nitrógeno: NO_x [ppm];
- Concentraciones de dióxidos de azufre: SO₂ [ppm];
- Concentraciones de hidrocarburos: HC [ppm];

Son 27 mediciones experimentales para 36 puntos los que nos da un total de 972 datos para ser evaluados. Las mediciones fueron realizadas en condiciones estacionarias de tres minutos por cada punto experimental.

2.3. Parámetros calculados

2.3.1. Relación de sustitución

Está definida como la cantidad másica del diesel que fue sustituido por el gas natural durante el proceso de combustión:

$$RS = \left(1 - \frac{\dot{m}_{D/G}}{\dot{m}_d}\right) * 100 \% \quad (2.1)$$

siendo:

- RS es la relación de sustitución [%];
- $\dot{m}_{D/G}$ es el consumo de diesel en modo Diesel/gas [kg/s];
- \dot{m}_d es el consumo de diesel en modo Diesel [kg/s].

2.3.2. Dosado relativo

El dosado relativo Φ se quedaría definido para el modo Diesel de la siguiente manera:

$$\Phi_d = \frac{\Phi_{e,d} * \dot{m}_d}{\dot{m}_{air,s}} \quad (2.2)$$

donde:

- Φ_d es el dosado relativo para el modo original con diesel;
- $\Phi_{e,d}$ es el dosado estequiométrico del diesel (14,99);
- \dot{m}_d es el consumo de combustible diesel [kg/h];
- $\dot{m}_{air,s}$ es el flujo de aire seco [kg/h].

Sin embargo, cuando se trabajó en modo D/G el dosado relativo quedo definido de la siguiente manera [9]:

$$\Phi_{D/G} = \frac{\Phi_{e,d} * \dot{m}_d + \Phi_{e,G} * \dot{m}_{D/G}}{\dot{m}_{air,s}} \quad (2.3)$$

donde:

- $\Phi_{D/G}$ es el dosado relativo para el modo D/G;
- $\Phi_{e,G}$ es el dosado estequiométrico del gas natural (16,99);
- \dot{m}_G es el consumo de gas natural [kg/h].

Para calcular $\dot{m}_{air,s}$ es necesario seguir algunos cálculos adicionales:

$$\dot{m}_{air,s} = \rho_{air} * Q_{air} \quad (2.4)$$

siendo:

- $\dot{m}_{air,s}$ es el flujo de aire seco [kg/h].
- ρ_{air} es la densidad del aire [kg/m³];
- Q_{air} es el caudal del aire utilizado [m³/h].

Para calcular el caudal del aire Q_{air} de admisión se sigue las especificaciones de calibración del instrumento de medición de caudal de tipo laminar de marca Meriam [39].

$$Q_{air} = B * \Delta P + C * \Delta P^2 \quad (2.5)$$

donde:

- Q_{air} es el caudal del aire utilizado [cfm];
- B es la constante clásica de las curvas de calibración (B=113.77844);
- C es la constante clásica de las curvas de calibración (C=0.35768118);
- ΔP es el diferencial de presión [in H₂O].

2.3.3. Selección de la curva representativa de la presión dentro del cilindro

El medidor de presión dentro del cilindro está conectado al software Indicom Mobile 2014, quien fue programado para registrar 200 curvas de presión dentro del cilindro de motor Cummins, para cada punto experimental.

La referencia [1] recomienda que se debe registrar como mínimo 90 ciclos para este tipo de estudios, ya que, existe una variación de ciclo a ciclo para un mismo punto experimental, esto es principalmente por la perturbación en el movimiento del gas dentro del cilindro durante el proceso de combustión, el cambio en la cantidad de combustible, el aire, los gases de escape que recirculan en un determinado cilindro y a la composición de la mezcla dentro del cilindro, especialmente cerca al ángulo de auto-encendido.

Para la selección de la curva representativa. Primero, se extrajo (del software Indicom Mobile 2014) la presión máxima de cada ciclo, luego se calculó la media aritmética de las 200 presiones máximas.

$$\overline{P_{max}} = \sum_{i=1}^{200} \frac{P_{max i}}{200} \quad (2.6)$$

donde:

- $\overline{P_{max}}$ es la media aritmética de las 200 presiones máximas;
- $P_{max i}$ es la presión máxima de cada ciclo.

Después, se debe encontrar, entre los 200 ciclos, la presión máxima más cercana al valor de la $\overline{P_{max}}$, el cual, ese ciclo es considerado la curva representativa de la presión dentro del cilindro.

$$P_{rep} = \overline{P_{max}} - P_{max i} \approx 0 \quad (2.7)$$

siendo:

- P_{rep} es la curva representativa de la presión dentro del cilindro.

Finalmente, según la cita [1] todos estos valores fueron evaluados por el coeficiente de variación (CoV) de la presión máxima, cuyo resultado no debe ser mayor del 10%, porque indicaría que estos puntos son inestables.

$$CoV = \frac{\delta_{P_{max}}}{\overline{P_{max}}} * 100 \leq 10\% \quad (2.8)$$

donde:

- CoV es el coeficiente de variación;
- $\delta_{P_{max}}$ es la desviación estándar de las presiones máximas.

2.3.4. Potencia efectiva

La potencia efectiva observada que entrega el motor se midió en la salida del cigüeñal y fue absorbida por el dinamómetro. Esta depende del torque y el régimen de giro:

$$Pe = T * 2 * \pi * \frac{N}{60} \quad (2.9)$$

donde:

- P_e es la Potencia efectiva en [kW];
- T es el torque del freno en [N.m];
- N es el régimen de giro en [rpm].

2.3.5. Presión media efectiva

Es un valor útil para comparar las capacidades de trabajo de los motores, según las diferentes cilindradas, se define por la ecuación 2.3:

$$p_{me} = \frac{W_e}{V_t} = \frac{60 * P_e}{N * V_t * i} \quad (2. 10)$$

siendo:

- p_{me} es la presión media efectiva [bar];
- W_e es el trabajo efectivo del motor [kJ];
- V_t es el volumen desplazado o la cilindrada del motor [m³];
- i es el número de ciclos por vuelta (en un motor de 4 tiempos $i = 0,5$).

2.3.6. Consumo específico aparente de combustibles

Este parámetro indica cómo un motor usa eficientemente el combustible para producir trabajo útil.

El consumo específico de combustible para el modo Diesel se muestra en la siguiente ecuación.

$$C.E.Diesel = \frac{\dot{m}_d}{P_e} \quad (2. 11)$$

donde:

- $C.E.Diesel$ es el consumo específico de combustible [g/kW.h];
- \dot{m}_d es el consumo de combustible diesel [kg/h].

En el modo Diesel/Gas se utilizó el concepto anterior pero se modificó con el factor de corrección a través de la relación del poder calorífico inferior del diesel y del gas natural.

$$C.E._{D/G} = \frac{m_d + \frac{PCI_G}{PCI_d} * m_G}{Pe} \quad (2.12)$$

donde:

- $C.E._{D/G}$ es el consumo específico de combustible en modo DBG [g/kW.h];
- PCI_G es el poder calorífico inferior del gas natural [48.75 MJ/kg];
- PCI_d es el poder calorífico inferior del diesel [42,45 MJ/kg];
- m_G es el consumo de combustible de gas natural [kg/h].

2.3.7. Rendimiento efectivo

Es la relación entre la potencia efectiva y la energía suministrada por el combustible.

Para el modo Diesel es la presión efectiva sobre la energía del diesel

$$\eta_{e,d} = \frac{Pe}{m_d * PCI_d} \quad (2.13)$$

siendo:

- $\eta_{e,d}$ es el rendimiento efectivo en modo Diesel [%];

Para el modo Diesel/gas se suma la energía del diesel y del gas natural.

$$\eta_{e,D/G} = \frac{Pe}{(PCI_G * m_G) + (m_d * PCI_d)} \quad (2.14)$$

donde:

- $\eta_{e,D/G}$ es el rendimiento efectivo en el modo D/G [%];

2.3.8. Manejo de incertidumbres

En trabajos experimentales las incertidumbres tienen una gran importancia para presentar los resultados medidos. En la toma de las medidas experimentales siempre existe el error y con este, la duda de no poder contar con una medida válida y exacta. Presentar las incertidumbres de los datos obtenidos le otorga veracidad a las pruebas experimentales.

A continuación se presenta el procedimiento para hallar las incertidumbres de medición en los equipos e instrumentos involucrados en los ensayos de laboratorio.

2.3.8.1. Incertidumbre tipo A

Está basado en un análisis estadístico de una serie de mediciones, se estima sobre la base de la dispersión de los resultados de mediciones individuales y se atribuye a la repetitividad de los resultados de mediciones sucesivas [40].

$$I_A = \frac{\delta_s}{\sqrt{n}} \quad (2.15)$$

siendo:

- I_A es la Incertidumbre tipo A;
- δ_s es la desviación estándar de una muestra;
- n es el número de mediciones.

A. Desviación estándar de una muestra

Es el grado de dispersión de los datos que indica el alejamiento de los datos a su media aritmética [40].

$$\delta_s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}{n - 1}} \quad (2.16)$$

donde:

- δ_s es la desviación estándar de una muestra;
- x_i es el dato i ;
- \bar{x} es la media de las muestras;
- n es el número de mediciones.

2.3.8.2. Incertidumbre tipo B

No contempla mediciones repetitivas como el tipo A pero se obtiene mediante decisión científica basada en la información disponible de los instrumentos que puede ser:

- Resultados de medidas anteriores;
- La experiencia o el conocimiento general del comportamiento;
- Propiedades de los materiales y los instrumentos utilizados;

- Las especificaciones del fabricante;
- Los datos suministrados por certificados de calibración u otros certificados;
- La incertidumbre asignada a valores de referencias procedentes de libros y manuales.

$$I_B = \sqrt{(I_1)^2 + (I_2)^2 + \dots + (I_n)^2} = \sum_{i=1}^N (I_i)^2 \quad (2.17)$$

donde:

- I_B es la incertidumbre tipo B;
- (I_1, I_2, \dots, I_n) información disponible de los instrumentos (en este caso, resolución de los instrumentos).

2.3.8.3. Incertidumbre combinada

Según la referencia [41] la incertidumbre combinada (I_C), es la suma pitagórica de las incertidumbres de tipo A y la de tipo B.

$$I_C = \sqrt{I_A^2 + I_B^2} \quad (2.18)$$

siendo:

- I_C es la incertidumbre combinada;
- I_A es la incertidumbre de lectura;
- I_B es la incertidumbre estándar.

2.3.8.4. Incertidumbre expandida

Según la cita [40], la incertidumbre expandida caracteriza la calidad de las medidas. En la práctica lo que se necesita es conocer el intervalo donde, con alta probabilidad, se encuentran los valores razonables de la medición:

$$I_E = K * I_C \quad (2.19)$$

siendo:

- I_E es la incertidumbre expandida;
- I_C es la incertidumbre combinada;
- K: es el factor de cobertura (=2, nivel de confianza aproximada a 95%).

CAPÍTULO 3

ANÁLISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos a 1500 rpm y 2000 rpm (Figuras 36 a 71), los resultados correspondientes al régimen de giro de 1000 rpm son mostrados en el anexo D. además en el anexo B son presentados todos los resultados tabulados (Tablas 19 a 36).

En todas las figuras, la carga aplicada al motor fue expresada en términos de la presión media efectiva (pme), es decir, 40 Nm corresponde a 0.75 bar, 80 Nm a 1.5 bar y 120 Nm a 2.25 bar.

En todas las figuras, a los modos de funcionamiento se les asignó un color representativo para la mejor visualización y análisis de los resultados: para el modo Diesel el color negro; para el modo D/G el color rojo; para el modo D/G+RA el color verde y para el modo D/G+RA+T el color azul.

A 1500 rpm y durante el modo D/G+RA, el flujo másico del aire de admisión disminuyó en -31% para 0.75 bar, -33% para 1.5 bar y -34% para 2.25 bar, mientras que en el modo D/G+RA+T, el incremento de temperatura de la mezcla aire – gas natural con respecto al modo D/G fue de +4 °C para 0.75 bar, +5 °C para 1.5 bar y +6 °C para 2.25 bar.

Similarmente, a 2000 rpm, y durante el modo D/G+RA, el flujo másico del aire de admisión disminuyó en -33% para 0.75 bar, -40% para 1.5 bar y -42% para 2.25 bar. En el modo D/G+RA+T el incremento de temperatura fue de +10 °C para 0.75 bar, +9 °C para 1.5 bar y +13 °C para 2.25 bar.

Para realizar la sustitución parcial del combustible diesel por el gas natural se emplearon cuatro inyectores electrónicos.

La relación de sustitución fue establecida entre 33% a 60% dependiendo de la condición de operación y el límite del flujo de gas permitido por el sistema de inyección, se buscó mantenerla cerca de estos valores durante las técnicas de la restricción parcial del aire y aumento de la temperatura de la mezcla aire – gas natural. Pero, a pesar de mantener fijo la presión de inyección el tiempo de energización de los inyectores (ingreso de gas natural constante), la relación de

sustitución en una condición determinada se incrementó cuando se efectuó la restricción del aire y se elevó la temperatura de admisión. Este efecto podría deberse a la lógica de control del módulo electrónico del motor ante variación de la presión y temperatura del aire en la admisión.

3.1. Presión dentro del cilindro

Los resultados de la presión dentro del cilindro son presentados en las Figuras 36 a 41. Las curvas de presión son graficadas respecto a la posición angular del punto muerto superior (-120 a 120 grados).

Se observa que, entre los modos Diesel ($RS=0\%$) y D/G ($RS\neq 0\%$) existe una ligera diferencia que comienza antes de que el pistón llegue al PMS.

La curva de presión del modo D/G tiende a elevarse moderadamente con respecto a la curva del modo Diesel. Esta pequeña diferencia se hace más notoria a medida que aumenta la carga del motor, independientemente del régimen de giro.

Para 1500 rpm la presión máxima dentro del cilindro subió en +2% para 0.75 bar (50 a 51 bar), +4% para 1.5 bar (50 a 52 bar) y +4% para 2.25 bar (52 a 54 bar). Así mismo, para 2000 rpm disminuye en -0.1% para 0.75 bar (54.67 a 54.62 bar), aumentando en +4% para 1.5 bar (57 a 60 bar) y +1% para 2.25 bar (61.5 a 62.4 bar) entre el modo Diesel y el modo D/G.

Al aplicar la técnica de la restricción parcial del aire de admisión la tendencia general, como era de esperarse, fue disminuir considerablemente los niveles presión dentro del cilindro. Para 1500 rpm cayó en -33% a 0.75 bar, en -36% a 1.5 bar y en -36% a 2.25 bar. Del mismo modo, para 2000 rpm decayó en -32% a 0.75 bar, en -40% a 1.5 bar y en -42% a 2.25 bar, al pasar del modo D/G al modo D/G+RA.

Al incrementar la temperatura de la mezcla aire - gas natural la presión dentro del cilindro aumento levemente durante la etapa de la combustión (pasado el PMS). Sin embargo, no se consigue alcanzar los niveles de la presión del modo D/G. Por lo tanto, la presión máxima dentro del cilindro aumentó con excepción del punto experimental de 1500 rpm y 0.75 bar (Figura 36). Para 1500 rpm, el pico de presión decayó en -0.4% para 0.75 bar, aumentó +0.8% para 1.5 bar y

+0.6% para 2.25 bar. De igual manera, para 2000 rpm se redujo en +0.6% para 0.75 bar, en +0.6% para 1.5 bar y en +0.9% para 2.25 bar entre del modo D/G+RA y el modo D/G+RA+T.

Sumando el efecto de ambas técnicas sobre el pico de presión el modo D/G, se tiene que, para 1500 rpm, existe una reducción en -34% para 0.75 bar, en -36% para 1.5 bar y en -36% para 2.25 bar. Igualmente, para 2000 rpm se redujo -32% para 0.75 bar, en -40% para 1.5 bar y en -41% para 2.25 bar al pasar del modo D/G al modo D/G+RA+T.

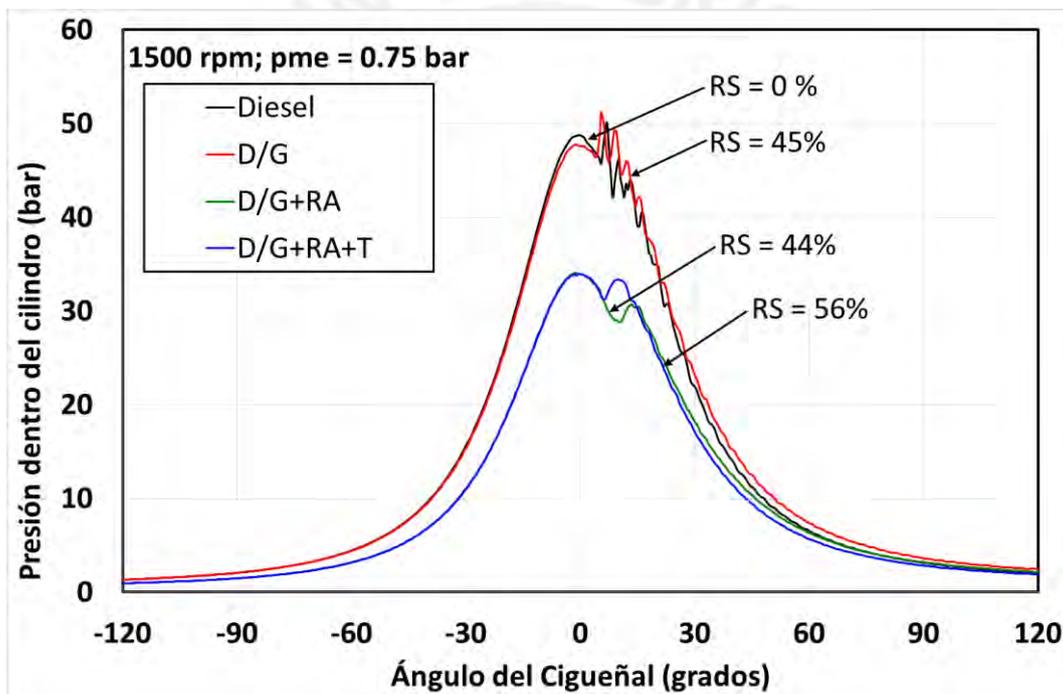


Figura 36. Presión dentro del cilindro a 1500 rpm; pme= 0.75 bar.

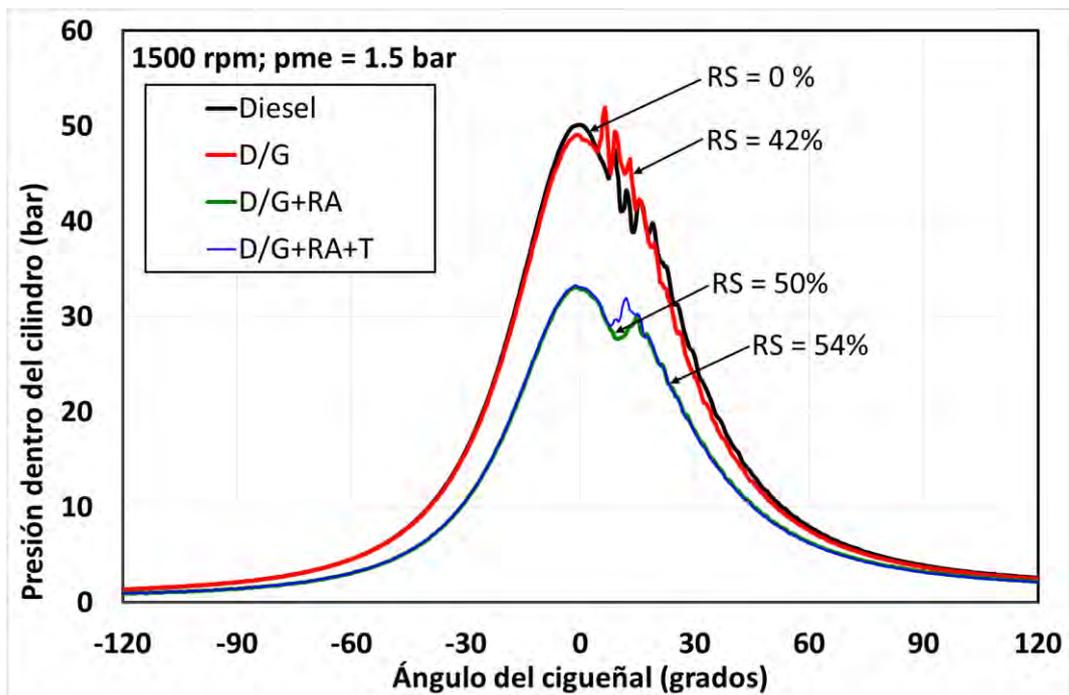


Figura 37. Presión dentro del cilindro a 1500 rpm; pme= 1.5 bar.

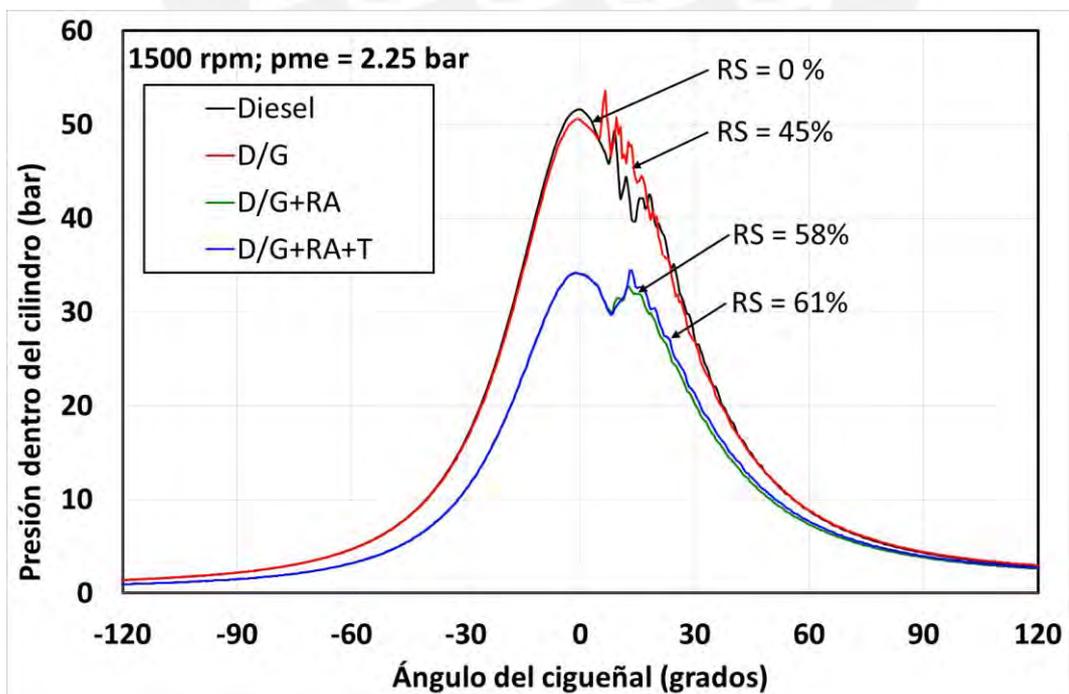


Figura 38. Presión dentro del cilindro a 1500 rpm; pme= 2.25 bar.

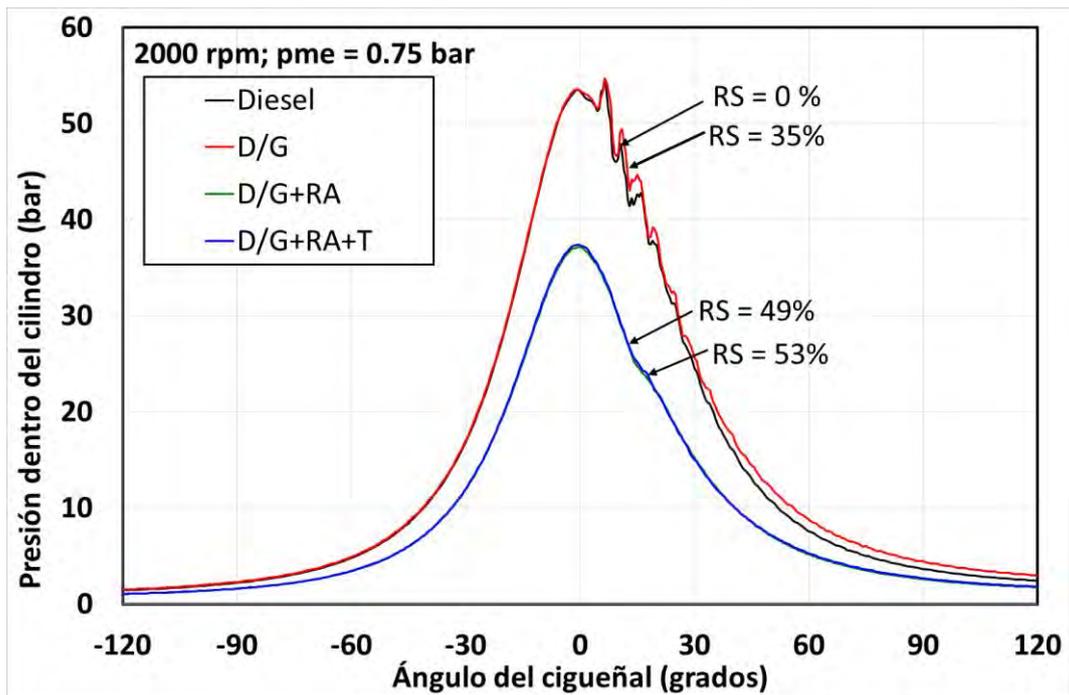


Figura 39. Presión dentro del cilindro a 2000 rpm; pme= 0.75 bar.

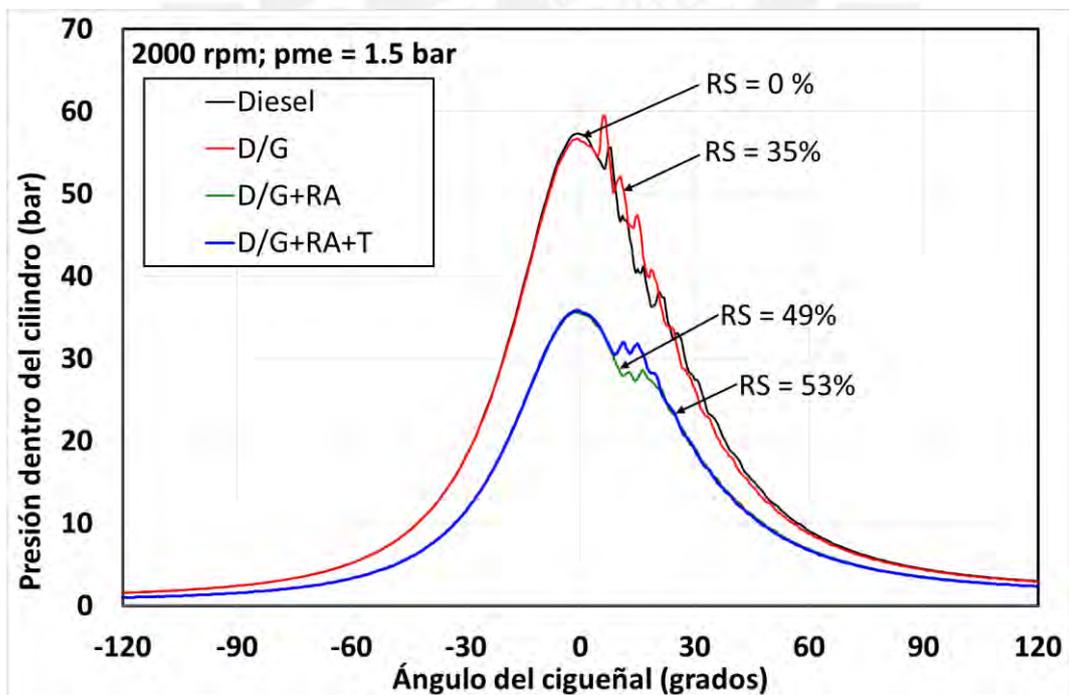


Figura 40. Presión dentro del cilindro a 2000 rpm; pme= 1.5 bar.

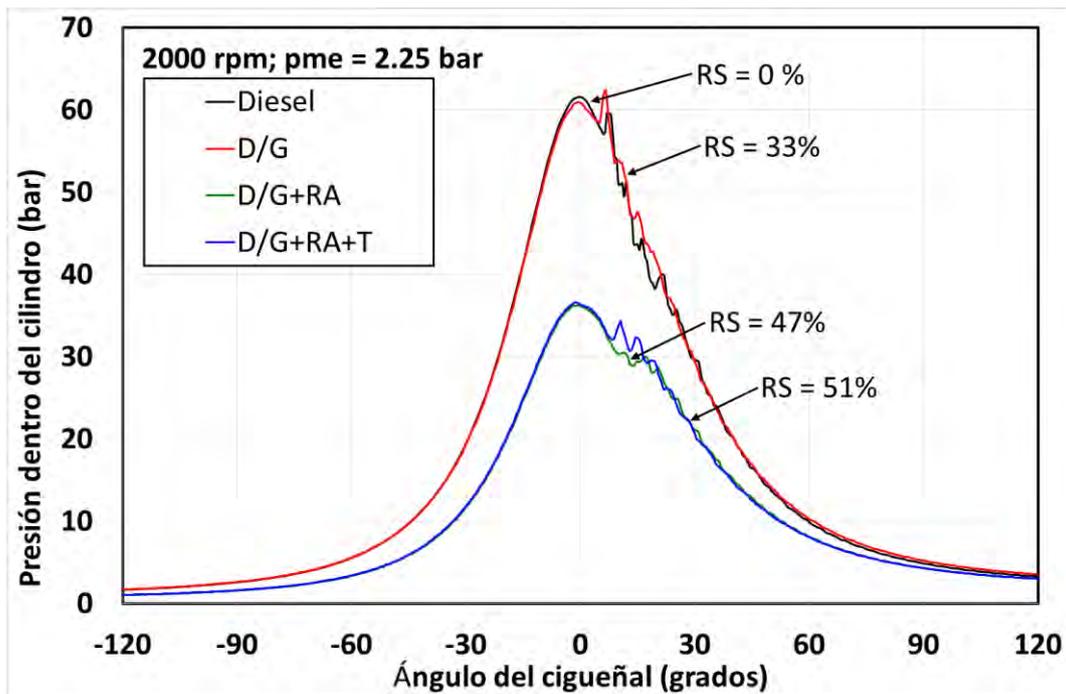


Figura 41. Presión dentro del cilindro a 2000 rpm; pme= 2.25 bar.

3.2. Consumo específico aparente de combustible

Las Figuras 42 a 47 muestran los resultados del consumo específico aparente de combustible.

De modo general, el consumo específico aparente de combustible tiene un aumento significativo en el modo D/G, en comparación al modo Diesel. En 1500 rpm el consumo específico aparente de combustible creció en +110% (566 a 1188 g/kW.h) para 0.75 bar, +69% (378 a 641 g/kW.h) para 1.5 bar y +62% (314 a 509 g/kW.h) para 2.25 bar. En 2000 rpm también ocurrió un incremento en el consumo específico de: +101% (658 a 1321 g/kW.h) para 0.75 bar, +75% (419 a 732 g/kW.h) para 1.5 bar y +54% (352 a 542 g/kW.h) para 2.25 bar, entre los modos Diesel y D/G.

Al aplicar la técnica de la restricción parcial de aire de admisión, el consumo específico aparente de combustible disminuyó ligeramente. Para el caso de 1500 rpm y 2.25 bar (Figura 44) el consumo específico aparente de combustible decayó en -8% (de 509 a 466 g/kW.h) al enriquecerse la mezcla desde $\phi = 0.48$ (D/G) a $\phi = 0.67$ (D/G+RA). También en el caso de 2000 rpm y 2.25 bar (Figura

47) se tiene que el consumo específico bajó en -9% (de 542 a 494 g/kW.h) al enriquecerse la mezcla desde $\Phi = 0.44$ (D/G) a $\Phi = 0.69$ (D/G+RA).

Al incrementar la temperatura de la mezcla aire - gas natural el consumo específico aparente de combustible disminuyó aún más. Por ejemplo, para 1500 rpm y 2.25 bar (Figura 44) decayó en -3% en comparación entre el modo D/G+RA ($T=27\text{ }^{\circ}\text{C}$) y el modo D/G+RA+T ($T=34\text{ }^{\circ}\text{C}$). Para 2000 rpm y 2.25 bar (Figura 47) se redujo, de igual manera, en -4% en comparación al pasar del modo D/G+RA ($T=31\text{ }^{\circ}\text{C}$) al modo D/G+RA+T, $T=48\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Por lo tanto, a 1500 rpm y 2.25 bar (Figura 44) se consiguió una reducción global de -11% en el consumo específico aparente de combustible entre los modos de D/G y D/G+RA+T. también, se constató que, para 2000 rpm y 2.25 bar (Figura 47) se produjo una reducción global de -13%.

Entonces, se ratifica que el modo D/G+RA+T disminuyó el consumo específico aparente de combustible del modo D/G. indicando que estas dos técnicas aprovechan mejor la energía de ambos combustibles (diesel y gas natural).

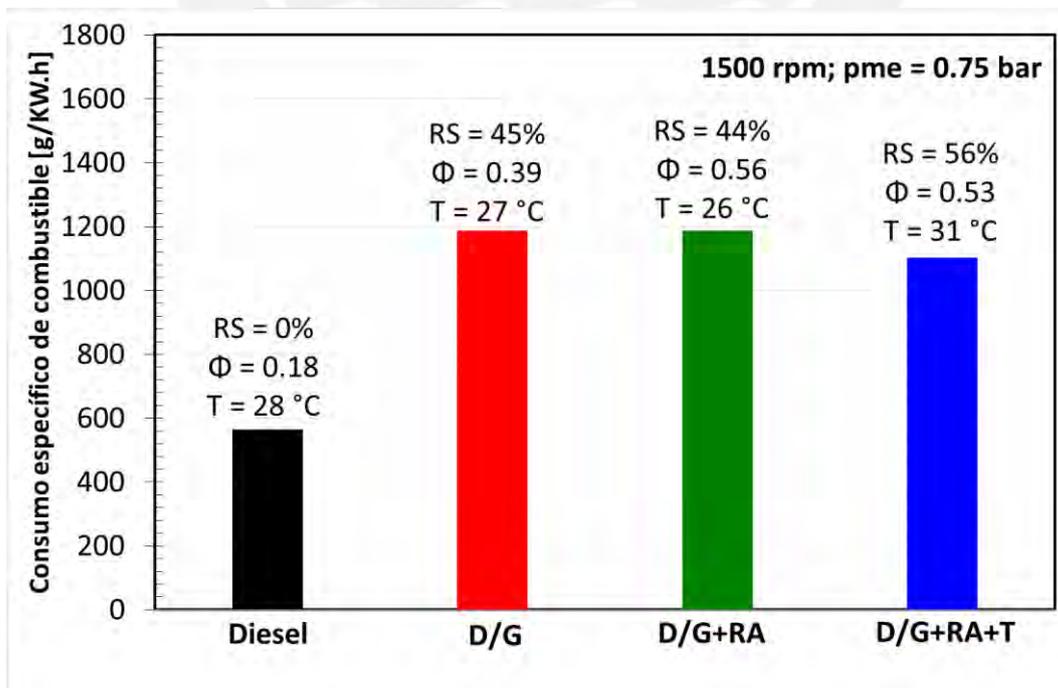


Figura 42. Consumo específico aparente de combustible a 1500 rpm; pme= 0.75 bar.

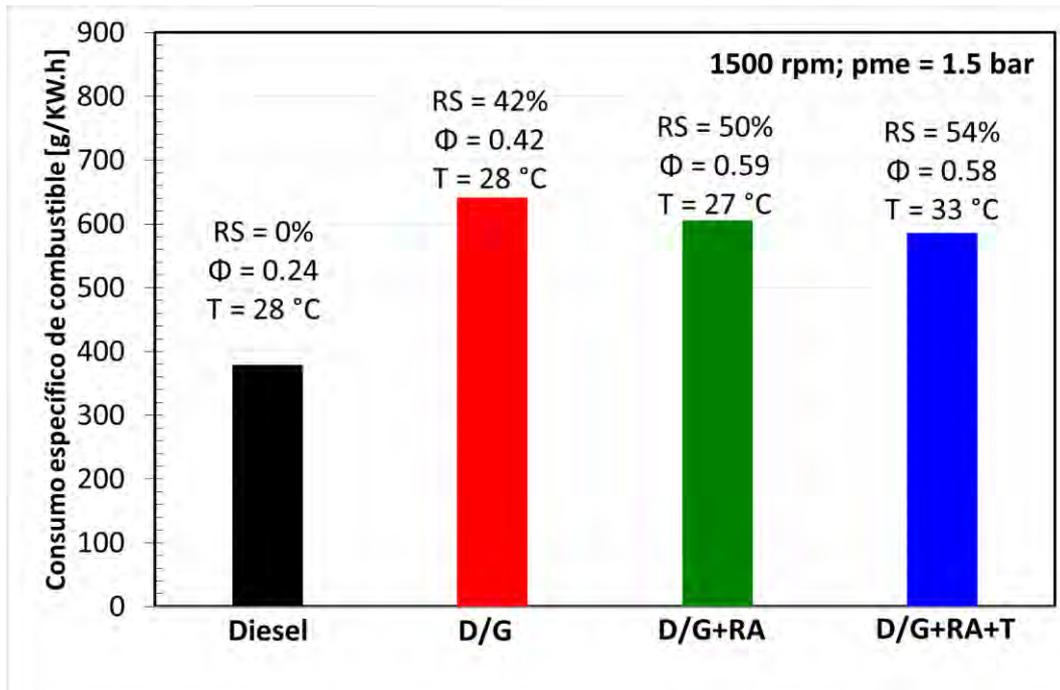


Figura 43. Consumo específico aparente de combustible a 1500 rpm; pme= 1.5 bar.

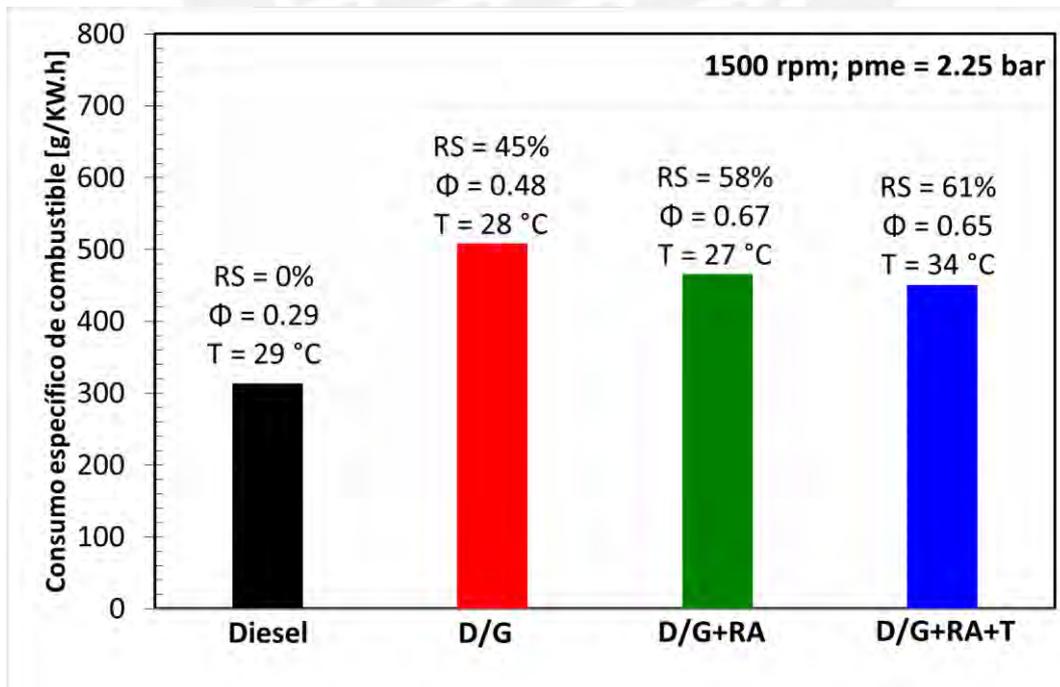


Figura 44. Consumo específico aparente de combustible a 1500 rpm; pme= 2.25 bar.

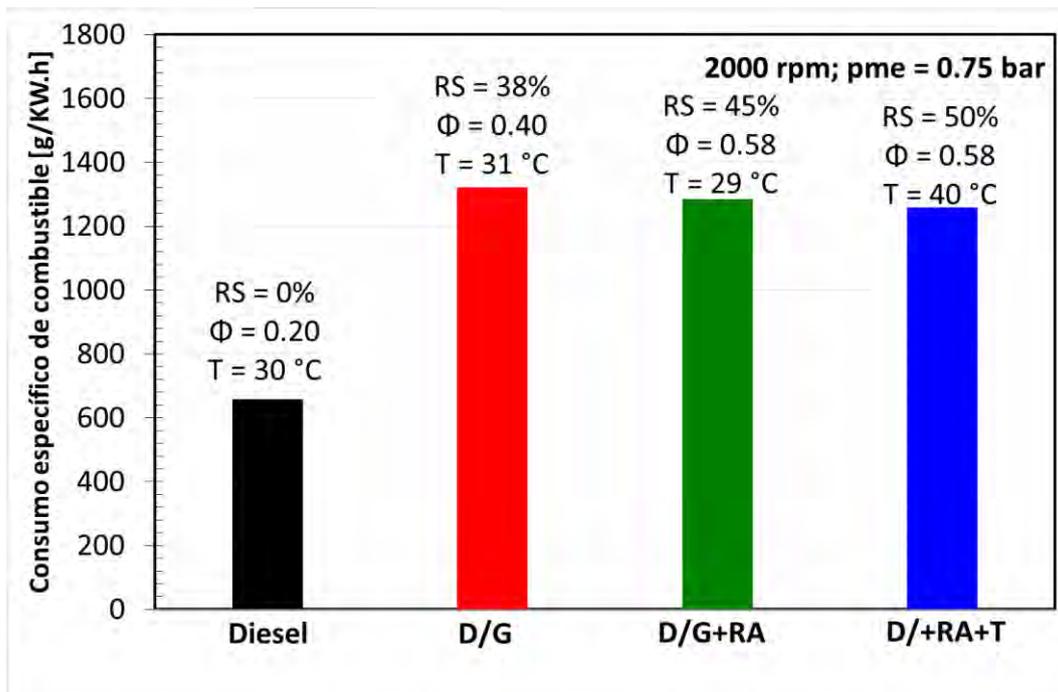


Figura 45. Consumo específico aparente de combustible a 2000 rpm; pme= 0.75 bar.

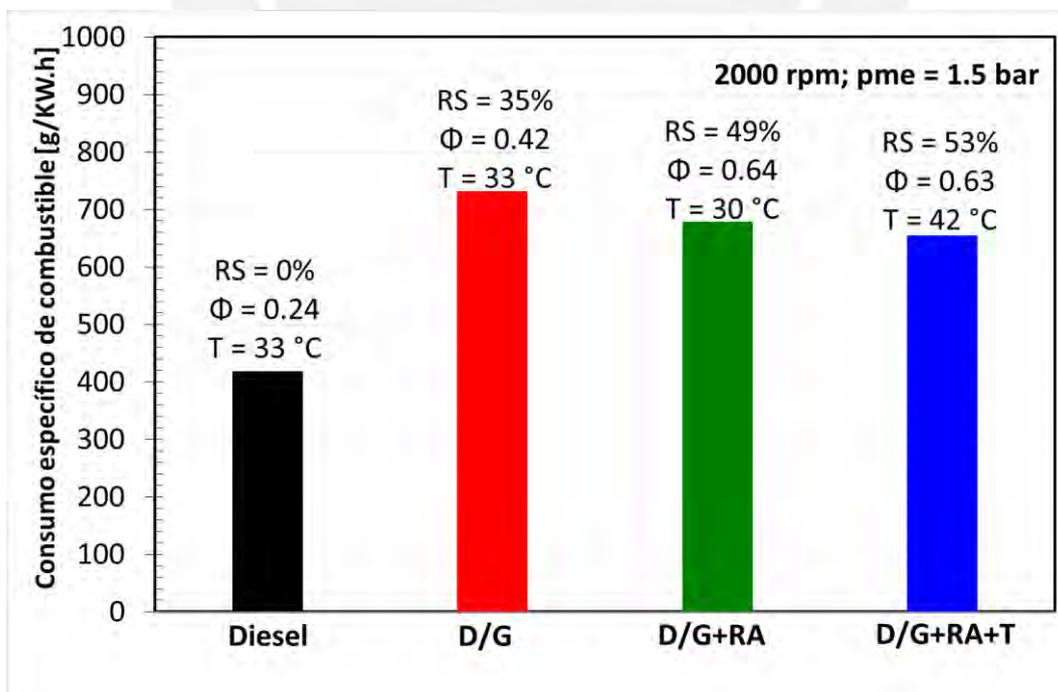


Figura 46. Consumo específico aparente de combustible a 2000 rpm; pme= 1.5 bar.

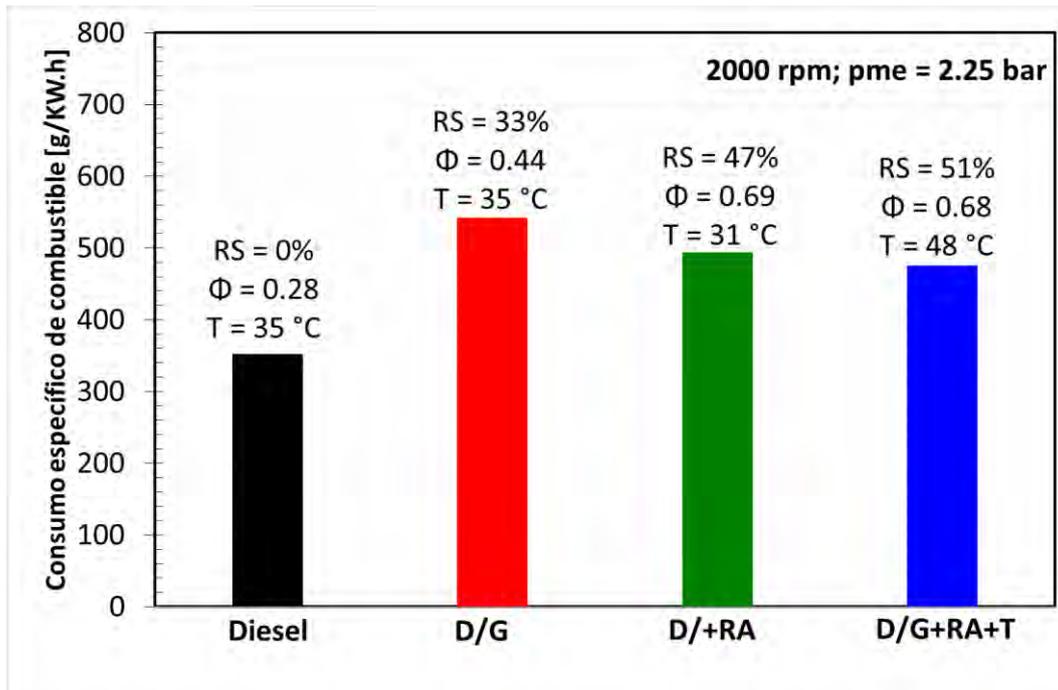


Figura 47. Consumo específico aparente de combustible a 2000 rpm; pme= 2.25 bar.

3.3. Rendimiento efectivo

Los resultados del rendimiento efectivo del motor son mostrados en las Figuras 48 a 53. Este parámetro de funcionamiento determina la razón entre la potencia efectiva desarrollada por el motor y la potencia térmica del combustible.

De las Figuras 48 a 53 se constató que el rendimiento efectivo aumenta con la carga del motor Diesel, pero al sustituir parcialmente el diesel por gas natural el rendimiento efectivo disminuyó notoriamente. A 1500 rpm ocurrió una reducción en el rendimiento efectivo de: -52% (de 0.14 a 0.07) para 0.75 bar, -41% (de 0.22 a 0.13) para 1.5 bar y -38% (de 0.27 a 0.17) para 2.25 bar. Así mismo, para 2000 rpm también ocurrió una baja de: -50% (de 0.13 a 0.065) para 0.75 bar, -43% (de 0.20 a 0.12) para 1.5 bar y -35% (de 0.24 a 0.16) para 2.25 bar entre el modo Diesel y el modo D/G.

Al aplicar la técnica de la restricción parcial de aire de admisión, el rendimiento efectivo generalmente tiende a incrementarse. Para el caso de 1500 rpm y 2.25 bar (Figura 50) el rendimiento efectivo aumentó en +9% (de 0.17 a 0.18) al enriquecer la mezcla desde $\Phi = 0.48$ (D/G) a $\Phi = 0.67$ (D/G+RA). Para 2000 rpm

y 2.25 bar (Figura 53) se ve que el rendimiento efectivo creció en +10% (de 0.16 a 0.17) al enriquecer la mezcla desde $\Phi = 0.44$ (D/G) a $\Phi = 0.69$ (D/G+RA).

Al incrementar la temperatura de la mezcla aire - gas natural, el rendimiento continuó mejorándose aún más. Por ejemplo, para 1500 rpm y 2.25 bar (Figura 50) subió en +4% en comparación entre el modo D/G+RA ($T=27\text{ }^{\circ}\text{C}$) y el modo D/G+RA+T ($T=34\text{ }^{\circ}\text{C}$). De igual manera, para 2000 rpm y 2.25 bar (Figura 53) aumentó en +4% en comparación del modo D/G+RA ($T=31\text{ }^{\circ}\text{C}$) y el modo D/G+RA+T ($T=48\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Con ello, en 1500 rpm y 2.25 bar (Figura 50) se consiguió ampliar en +13% el rendimiento efectivo entre los modos de D/G y D/G+RA+T, también se muestra que para la condición de 2000 rpm y 2.25 bar (Figura 53) se produjo un incremento de +14% en el aprovechamiento de la energía de los combustibles para producir un trabajo útil.

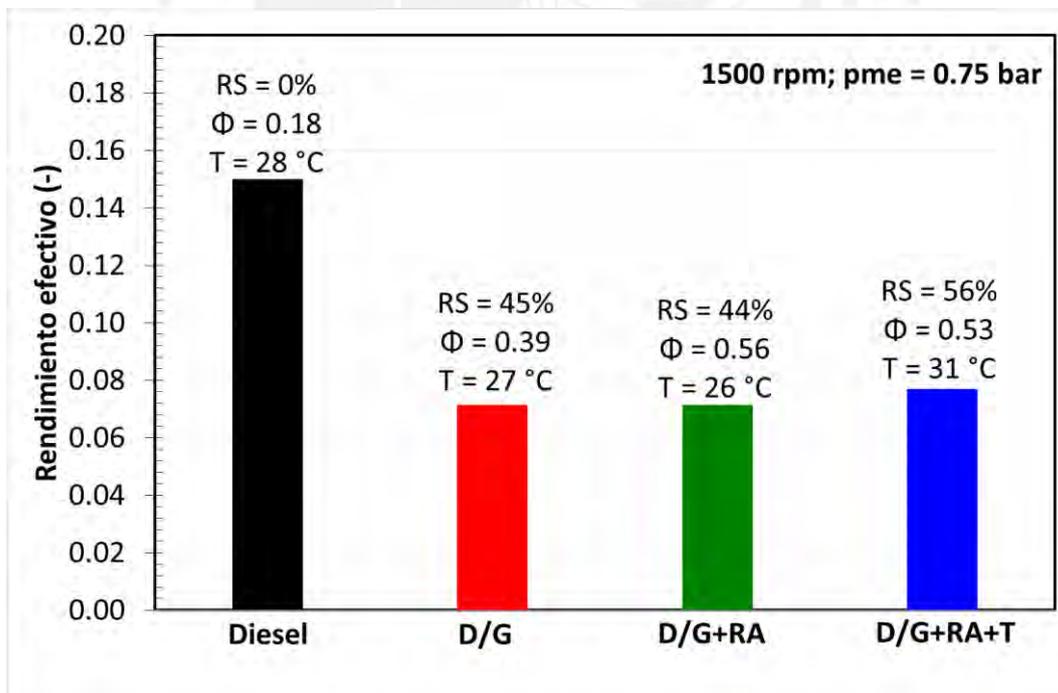


Figura 48. Rendimiento efectivo a 1500 rpm; pme= 0.75 bar.

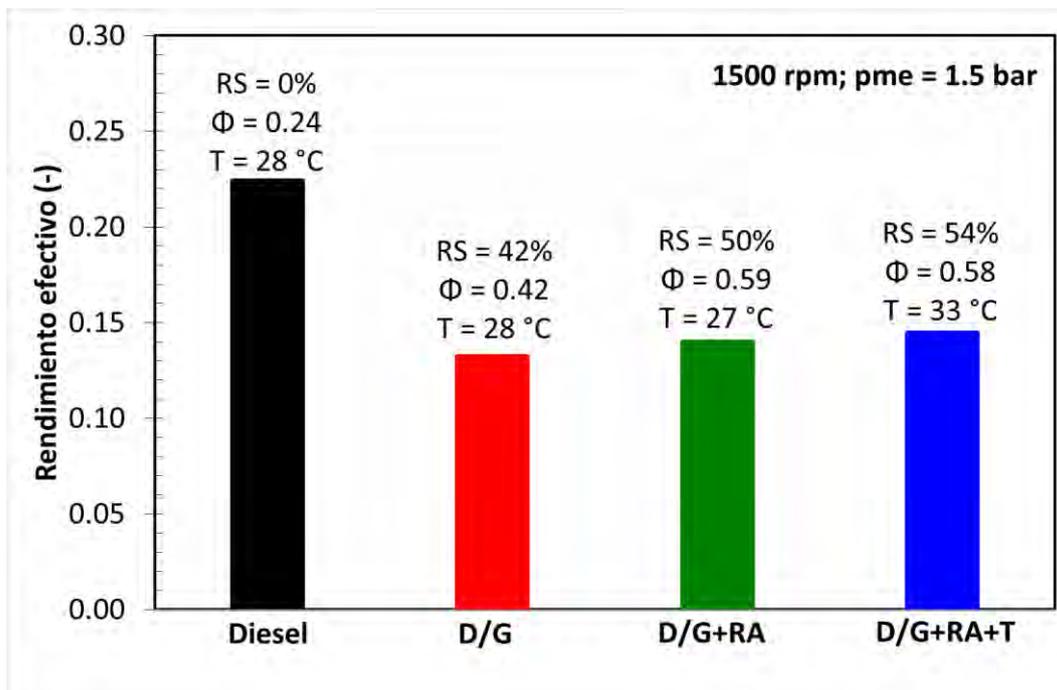


Figura 49. Rendimiento efectivo a 1500 rpm; pme=1.5 bar.

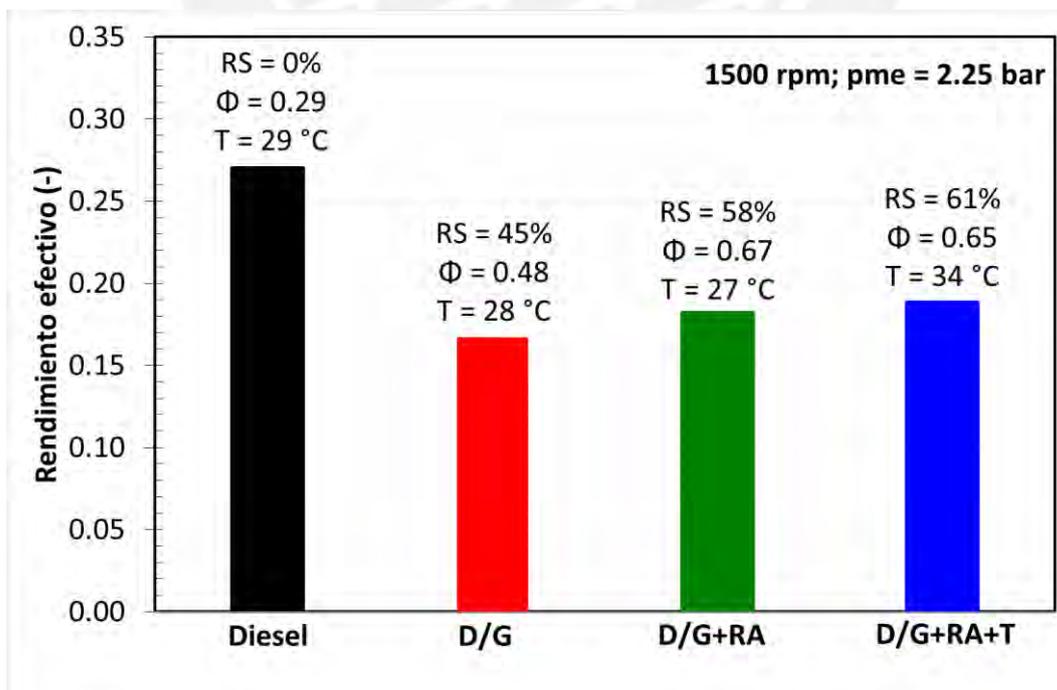


Figura 50. Rendimiento efectivo a 1500 rpm; pme=2.25 bar.

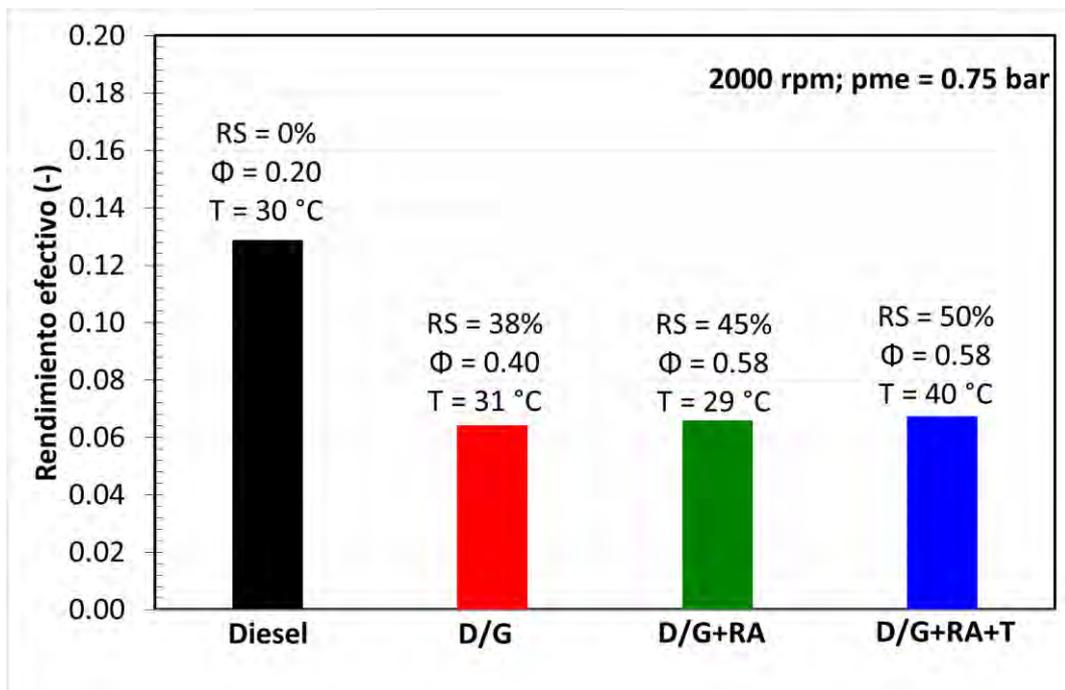


Figura 51. Rendimiento efectivo a 2000 rpm; pme= 0.75 bar.

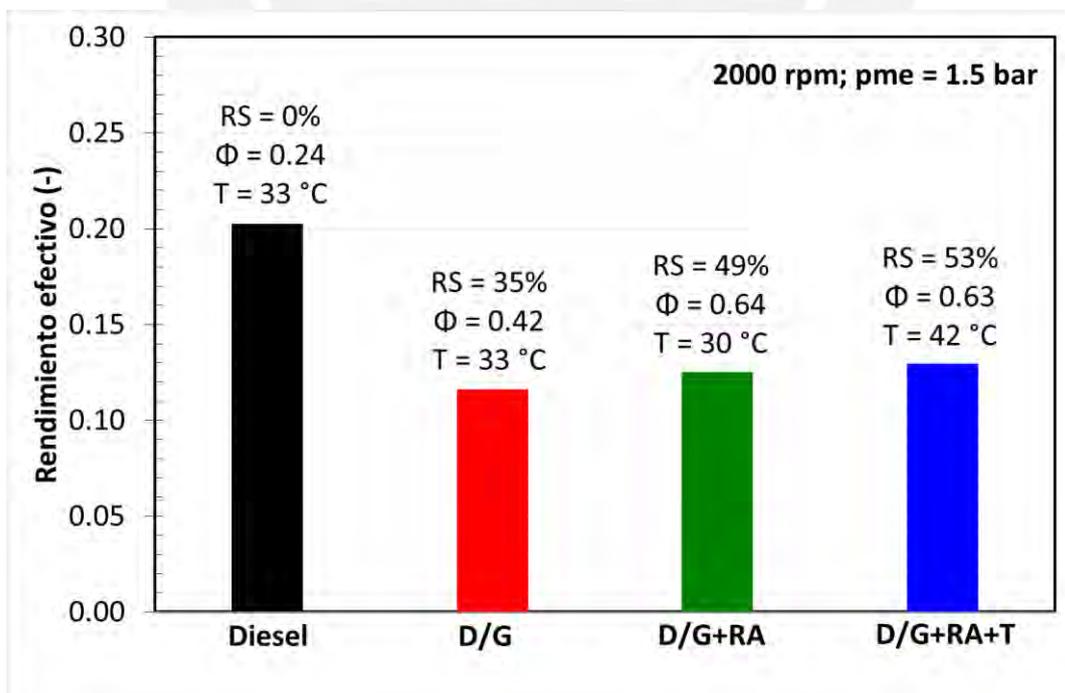


Figura 52. Rendimiento efectivo a 2000 rpm; pme= 1.5 bar.

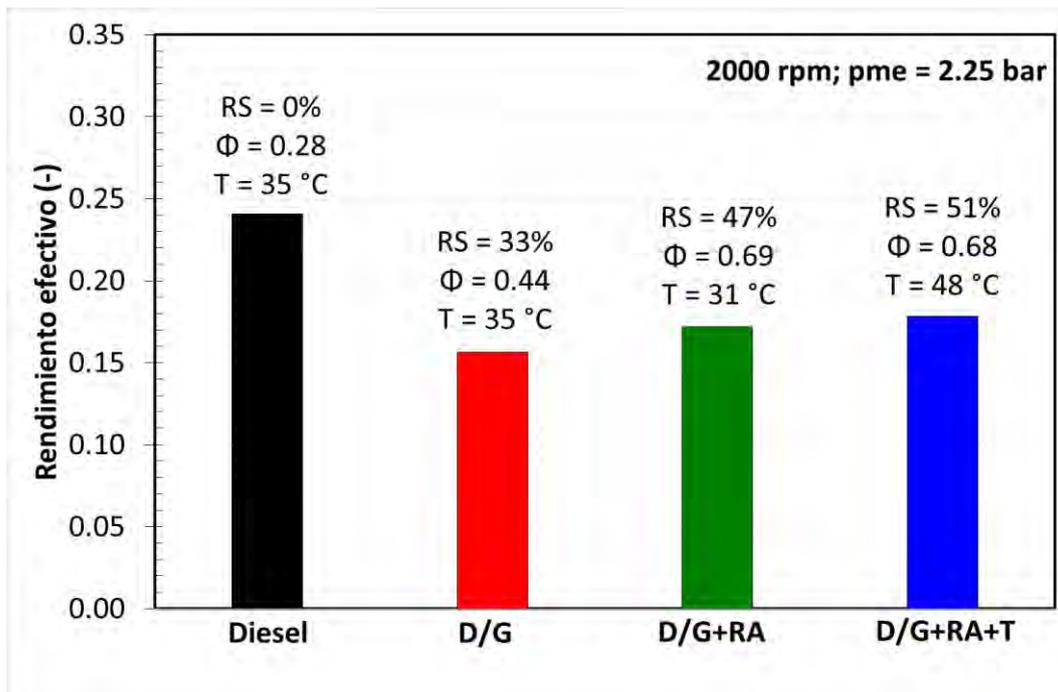


Figura 53. Rendimiento efectivo a 2000 rpm; pme= 2.25 bar.

3.4. Emisiones de los gases de escape

3.4.1. Emisiones de HC.

Los resultados de las mediciones de los hidrocarburos en los gases de escape son presentados en las Figuras 54 a 59.

La tendencia general, como era esperada por la revisión de la literatura, es la mayor emisión de HC durante el modo D/G, acentuándose en las cargas más bajas de operación del motor. En 1500 rpm ocurrió un incremento abrupto en las emisiones de HC de: +727% (de 1900 a 15720 ppm) para 0.75 bar, +620% (de 1790 a 12880 ppm) para 1.5 bar y +769% (de 1480 a 12860 ppm) para 2.25 bar. De igual manera, en 2000 rpm también se presentó un aumento en +249% (de 5860 a 20470 ppm) para 0.75 bar, en +200% (de 6090 a 18260 ppm) para 1.5 bar y en +167% (de 6190 a 16530 ppm) para 2.25 bar entre los modos Diesel y D/G.

Con excepción de las cargas más bajas experimentadas en este estudio (0.75 bar), se notó que al aplicar la técnica de la restricción parcial de aire de admisión, las emisiones de HC disminuyeron ligeramente. Para el caso de 1500 rpm y 2.25 bar (Figura 56) decayeron en -12% (de 12860 a 11320 ppm) al enriquecer la

mezcla desde $\Phi = 0.48$ (D/G) a $\Phi = 0.67$ (D/G+RA). En el caso de 2000 rpm y 2.25 bar (Figura 59) las emisiones de HC bajaron en -13% (de 16530 a 14410 ppm) al enriquecer la mezcla desde $\Phi = 0.44$ (D/G) a $\Phi = 0.69$ (D/G+RA).

Al incrementar la temperatura de la mezcla aire - gas natural, las emisiones de HC cayeron aún más. Por ejemplo, para 1500 rpm y 2.25 bar (Figura 56) disminuyó en -2%, entre los modos D/G+RA ($T=27\text{ }^{\circ}\text{C}$) y D/G+RA+T ($T=34\text{ }^{\circ}\text{C}$). Para 2000 rpm y 2.25 bar (Figura 59) decreció de igual manera en -2%, en comparación del modo D/G+RA ($T=31\text{ }^{\circ}\text{C}$) y el modo D/G+RA+T ($T=48\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Sumando los efectos de ambas técnicas se tiene que en 1500 rpm y 2.25 bar (Figura 56) se consiguió reducir en -14% las emisiones de HC, también se muestra que para la condición de 2000 rpm y 2.25 bar (Figura 59) se produjo una caída de -14% entre el modo de D/G y el modo D/G+RA+T

Nuevamente, con excepción de la menor carga ensayada (0.75 bar) se constató que el modo D/G+RA+T quema mejor los hidrocarburos del gas natural comparado con el modo D/G. Esto es coherente con las mejoras en el consumo específico de combustibles (Figuras 42 a 47) y rendimiento efectivo (Figuras 48 a 53) quienes mostraron mejor aprovechamiento de la energía del gas natural.

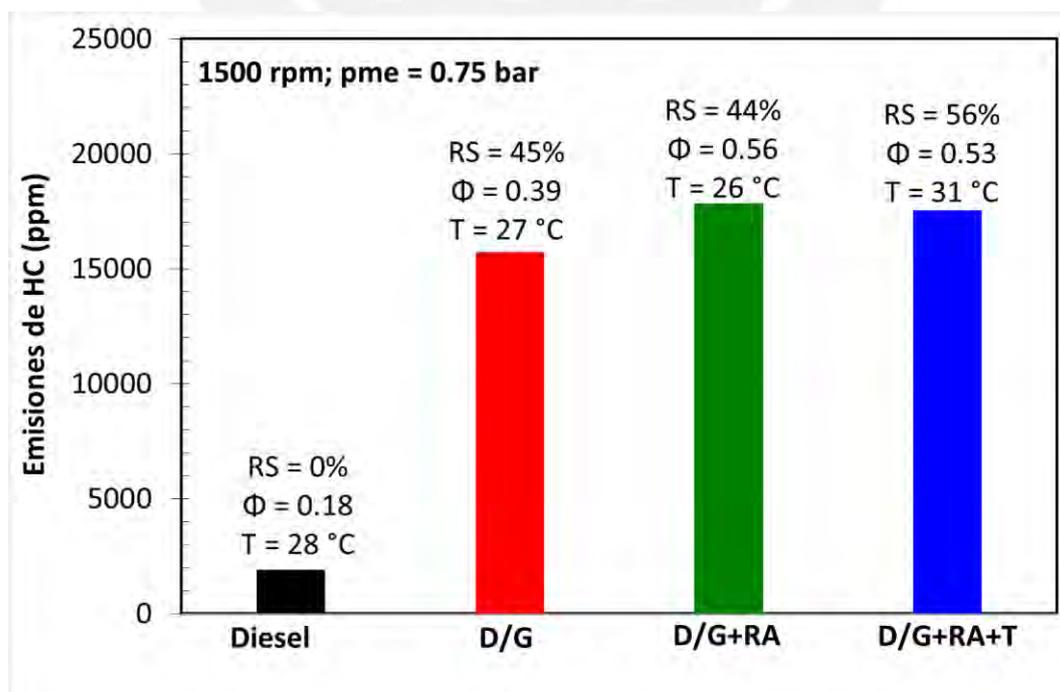


Figura 54. Emisiones de HC a 1500 rpm; pme = 0.75 bar.

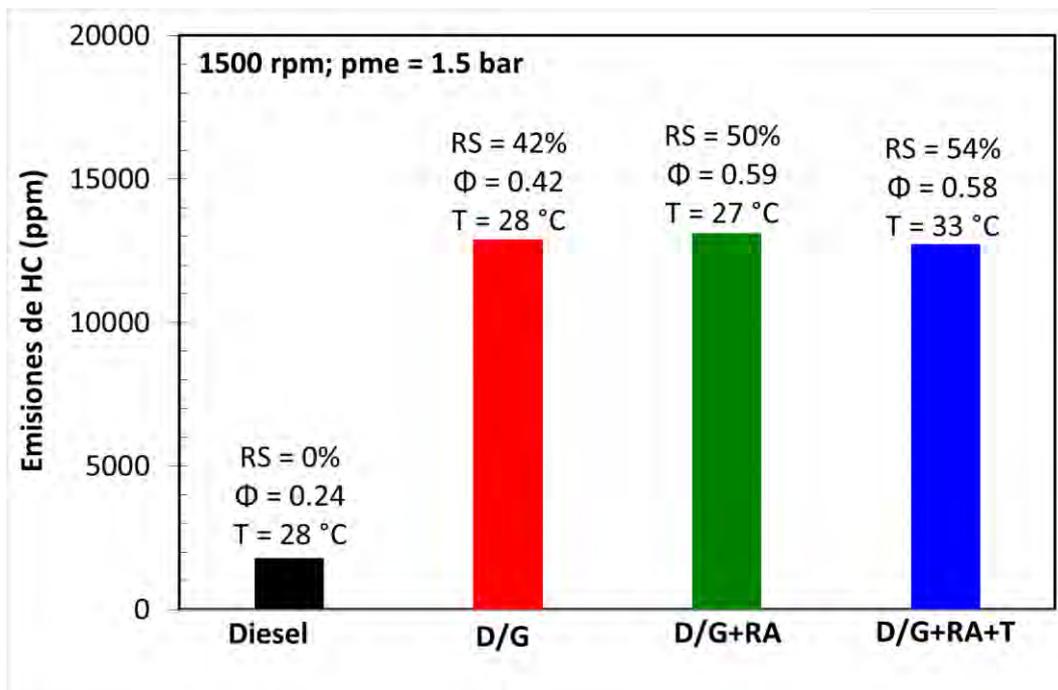


Figura 55. Emisiones de HC a 1500 rpm; pme= 1.5 bar.

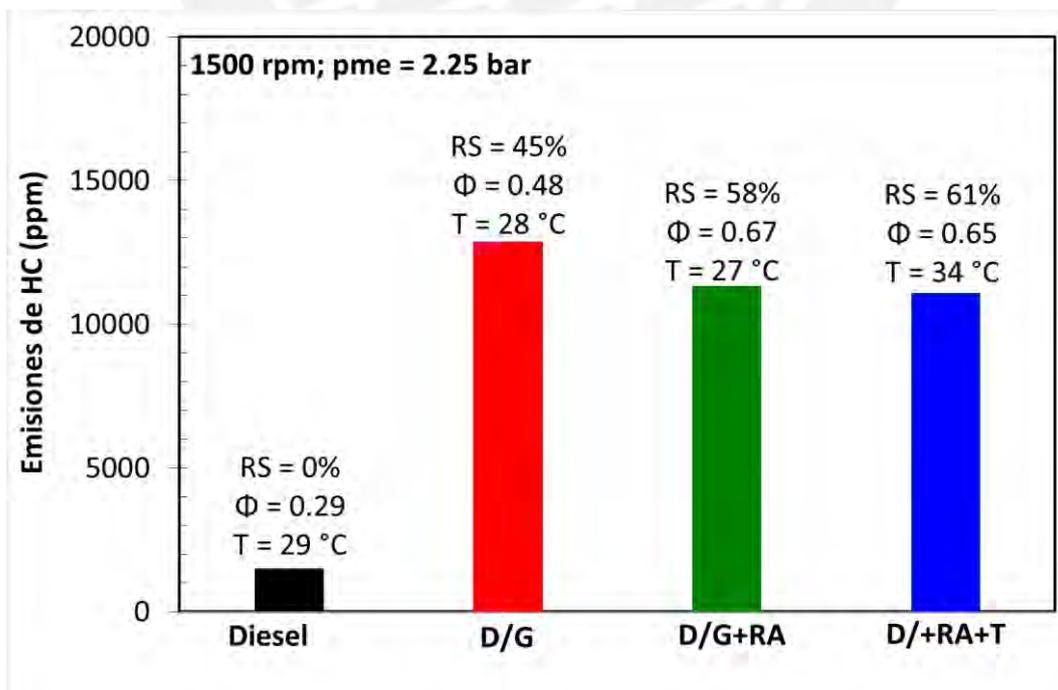


Figura 56. Emisiones de HC a 1500 rpm; pme= 2.25 bar.

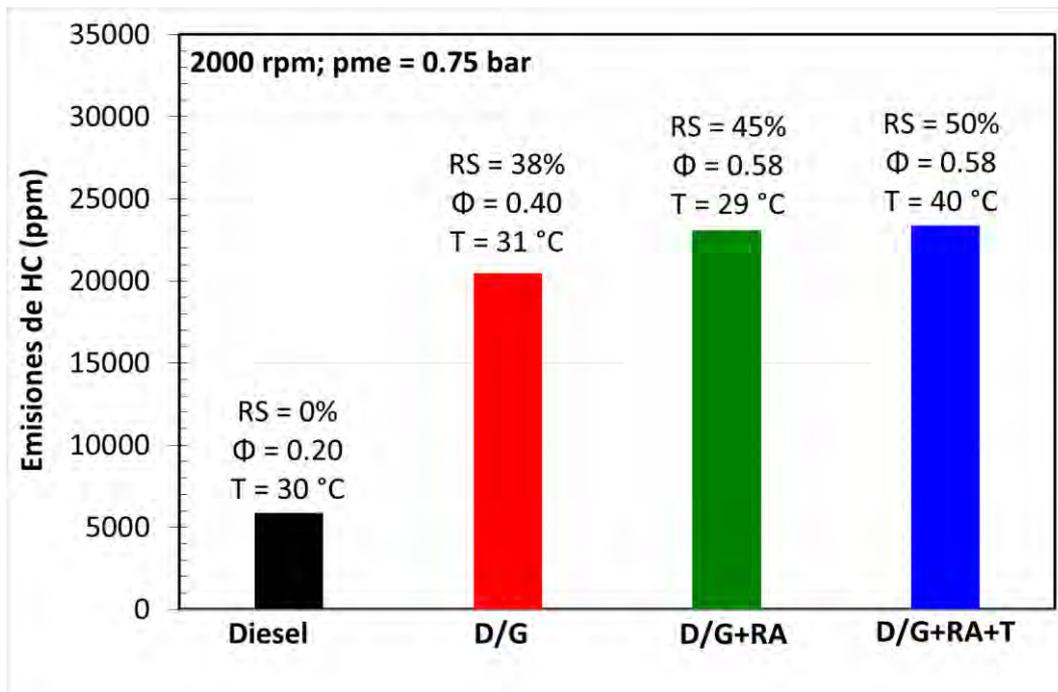


Figura 57. Emisiones de HC a 2000 rpm; pme= 0.75 bar.

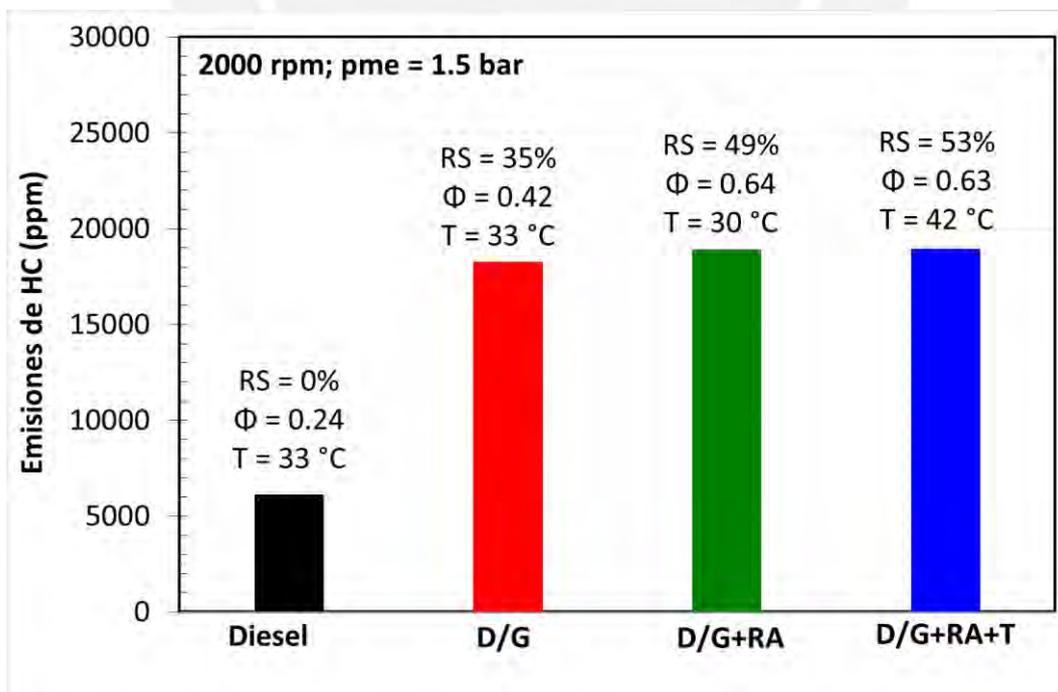


Figura 58. Emisiones de HC a 2000 rpm; pme= 1.5 bar.

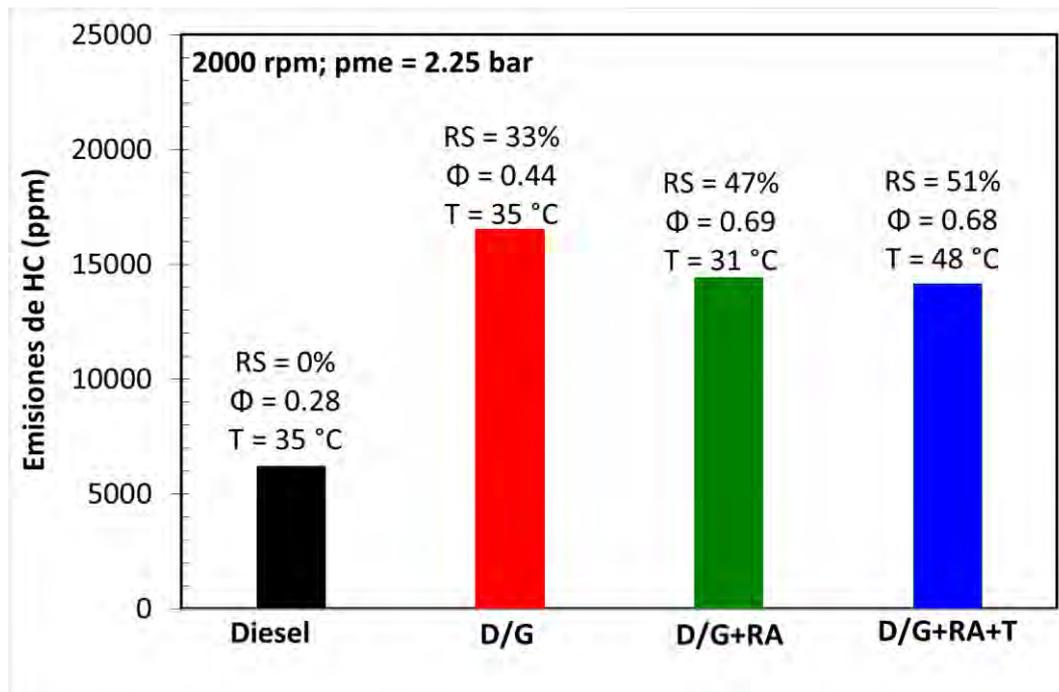


Figura 59. Emisiones de HC a 2000 rpm; pme= 2.25 bar.

3.4.2. Emisiones de CO.

Las Figuras 60 a 65 presentan los resultados de las mediciones de monóxido de carbono en los gases de escape. Al igual que los hidrocarburos no quemados (o parcialmente quemados), las emisiones de CO son un producto de la combustión incompleta y representan la influencia de la combustión para aprovechar la energía de los combustibles.

La tendencia general es mayores emisiones de CO durante el modo D/G con respecto al modo Diesel, con énfasis en las cargas más bajas. En 1500 rpm se produjo un incremento importante de: +465% (de 239 a 1350 ppm) para 0.75 bar, +485% (de 277 a 1620 ppm) para 1.5 bar y +606% (de 288 a 2032 ppm) para 2.25 bar. En 2000 rpm también ocurrió un aumento en las emisiones de CO de: +485% (de 220 a 1286 ppm) para 0.75 bar, +499% (de 246 a 1474 ppm) para 1.50 bar y +540% (de 247 a 1582 ppm) para 2.25 bar entre el modo Diesel y el modo D/G.

Al aplicar la técnica de la restricción parcial de aire de admisión, la tendencia es de elevar las emisiones de CO. Para el caso de 1500 rpm y 0.75 bar (Figura 60) las emisiones de CO subieron en +54% (de 1350 a 2076 ppm) al enriquecer la mezcla desde $\Phi = 0.39$ (D/G) a $\Phi = 0.56$ (D/G+RA). Del mismo modo, para 2000

rpm y 0.75 bar (Figura 63) se tiene que las emisiones de CO crecieron en +60% (de 1286 a 2055 ppm) al enriquecer la mezcla desde $\Phi = 0.40$ (D/G) a $\Phi = 0.58$ (D/G+RA).

Al incrementar la temperatura de la mezcla aire - gas natural, la disposición general fue disminuir las emisiones de CO. Por ejemplo, para 1500 rpm y 0.75 bar (Figura 60) bajó en -4% en comparación de los modos D/G+RA ($T=26\text{ }^{\circ}\text{C}$) y D/G+RA+T ($T=31\text{ }^{\circ}\text{C}$). Igualmente para 2000 rpm y 0.75 bar (Figura 63) decayó en -4% comparando los modos D/G+RA ($T=29\text{ }^{\circ}\text{C}$) y D/G+RA+T ($T=40\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Agrupando a ambas técnicas se tiene que, para el caso 1500 rpm y 0.75 bar (Figura 60) se incrementó en +48% las emisiones de CO y para la condición de 2000 rpm y 0.75 bar (Figura 65) se produce un aumento de +54% entre los modos D/G y D/G+RA+T.

El modo D/G+RA+T redujo las emisiones de CO del modo D/G+RA, pero no es suficiente, ya que, el modo D/G+RA incrementó mucho más las emisiones de CO del modo D/G. Esto es coherente, por que a mayor temperatura de los gases dentro del cilindro, la formación de CO disminuyó durante el proceso de la combustión.

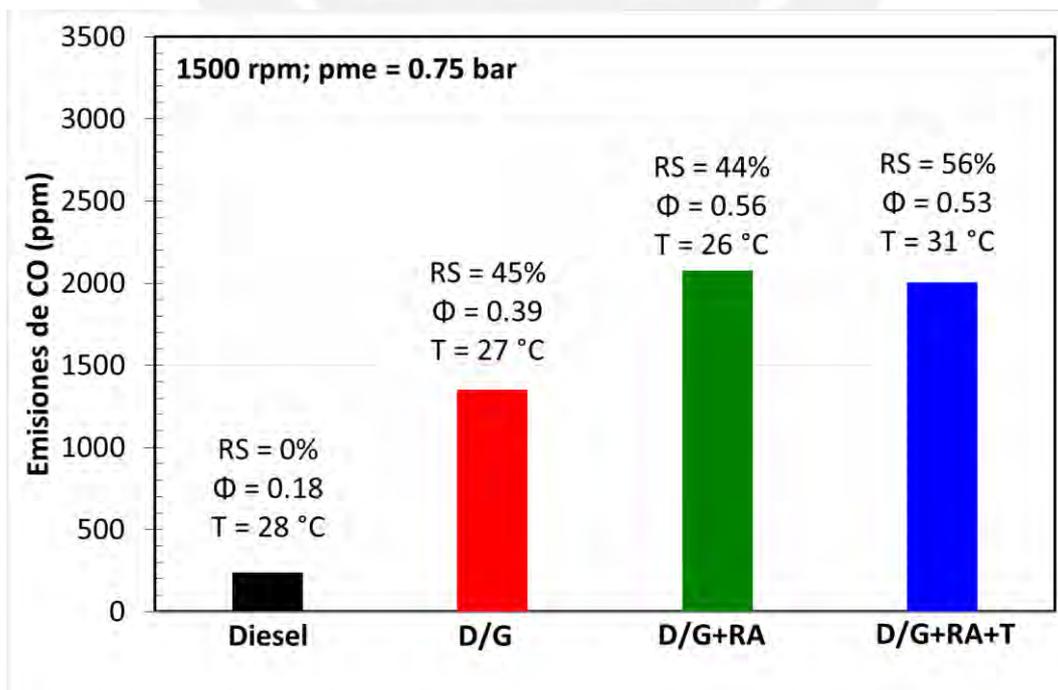


Figura 60. Emisiones de CO a 1500 rpm; pme= 0.75 bar.

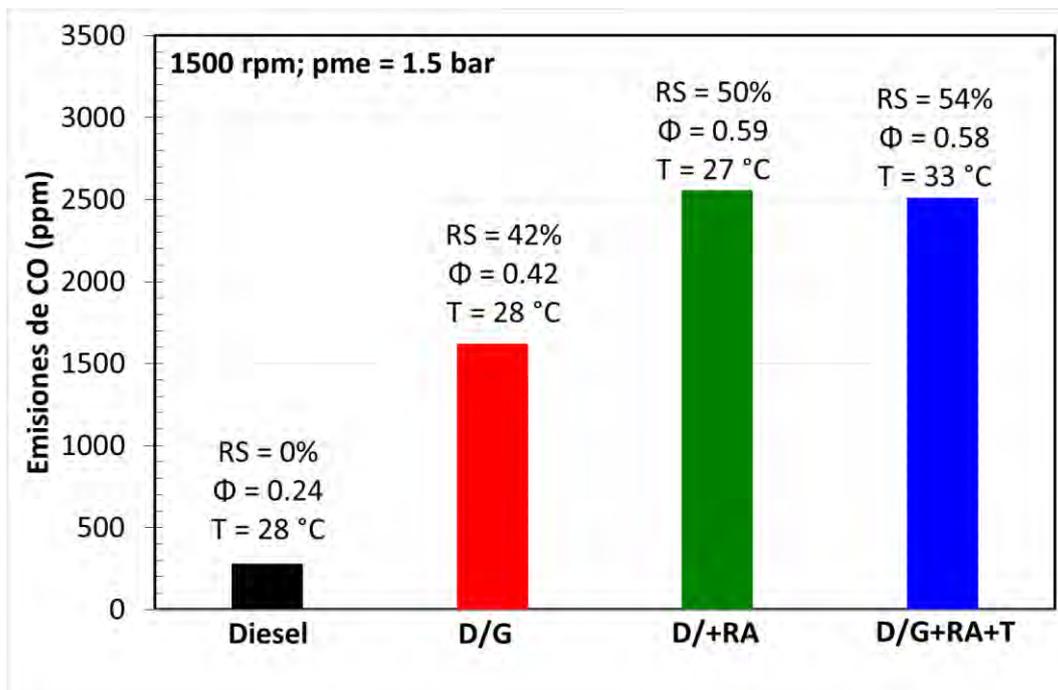


Figura 61. Emisiones de CO a 1500 rpm; pme= 1.5 bar.

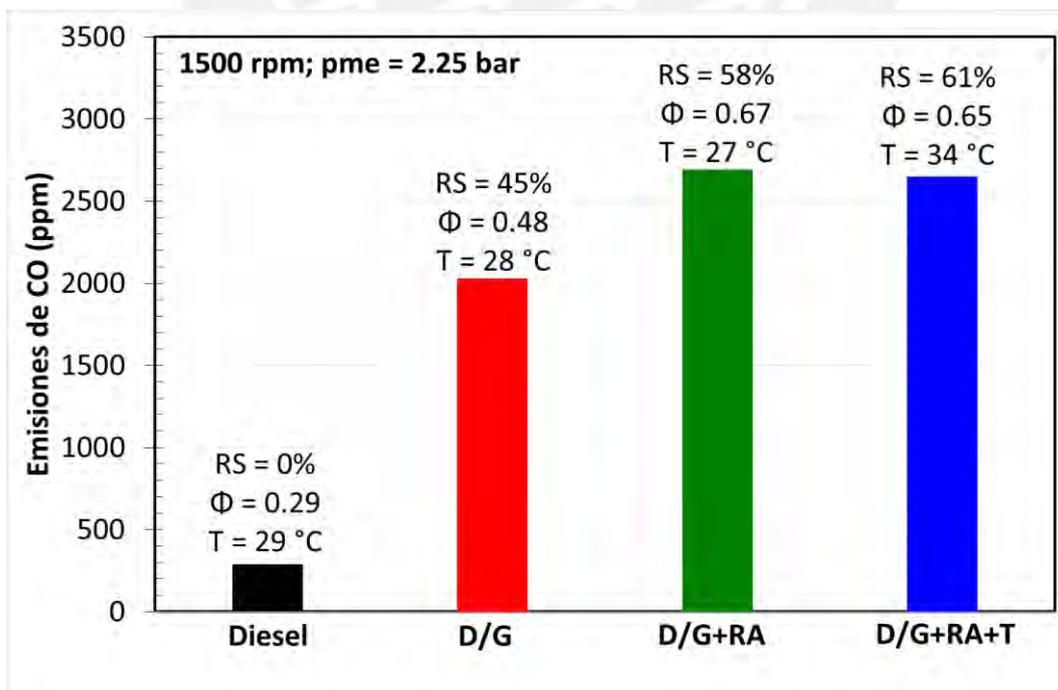


Figura 62. Emisiones de CO a 1500 rpm; pme= 2.25 bar.

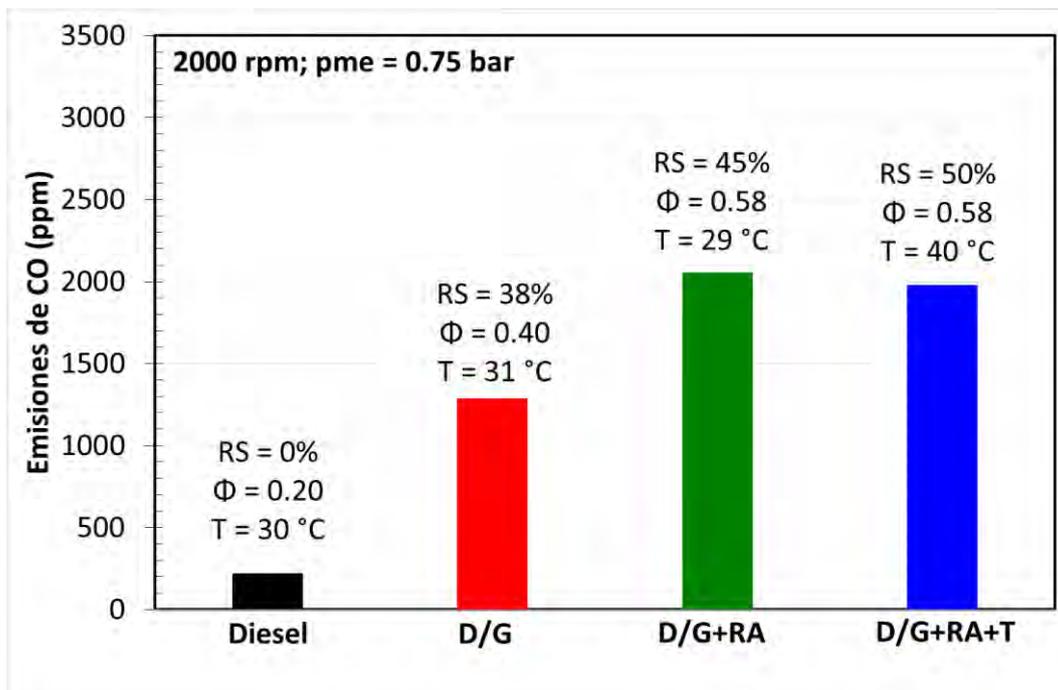


Figura 63. Emisiones de CO a 2000 rpm; pme= 0.75 bar.

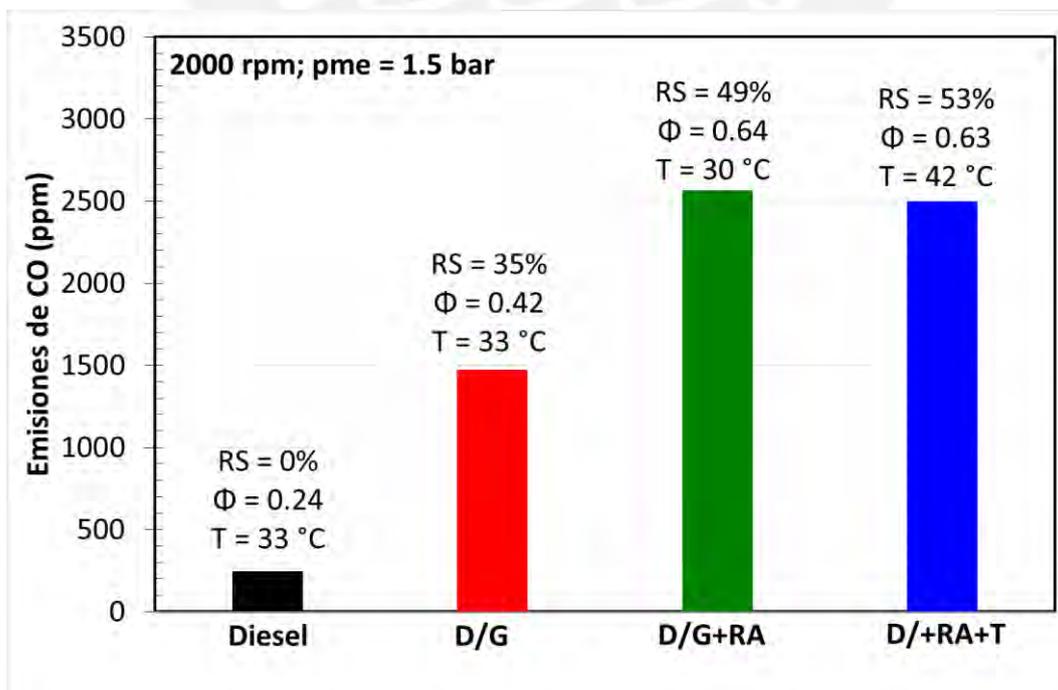


Figura 64. Emisiones de CO a 2000 rpm; pme= 1.5 bar.

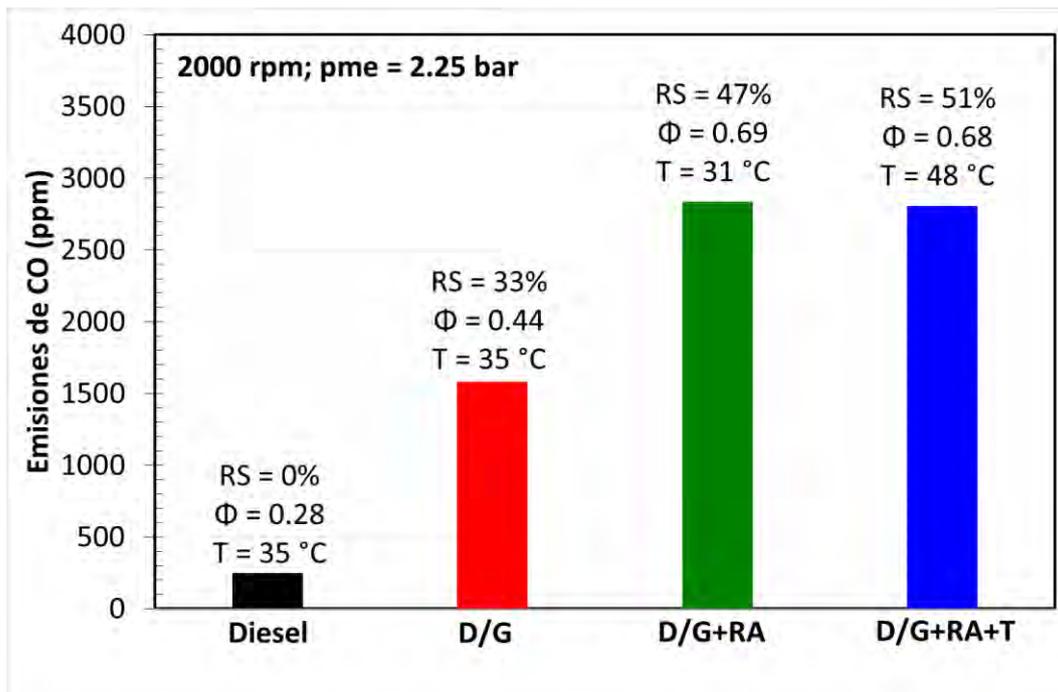


Figura 65. Emisiones de CO a 2000 rpm; pme= 2.25 bar.

3.4.3. Emisiones de NO_x.

Los resultados de las mediciones de óxidos de nitrógeno en los gases de escape son presentados en las Figuras 66 a 71.

La tendencia general son menores emisiones de NO_x durante el modo D/G al compararlas con la operación original Diesel. En 1500 rpm ocurrió una disminución en las emisiones de NO_x de: -24% (de 84 a 64 ppm) para 0.75 bar, -18% (de 96 a 79 ppm) para 1.5 bar y -27% (de 124 a 90 ppm) para 2.25 bar. De igual forma para 2000 rpm también ocurrió una baja importante en las emisiones de NO_x de: -26% (de 66 a 49 ppm) para 0.75 bar, -21% (de 78 a 62 ppm) para 1.5 bar y -28% (de 92 a 66 ppm) para 2.25 bar entre el modo Diesel y el modo D/G.

Al aplicar la técnica de la restricción parcial de aire de admisión, la tendencia es de aumentar las emisiones de NO_x, incluso por encima de las emisiones del modo Diesel, Para el caso de 1500 rpm y 1.5 bar (Figura 67) las emisiones de NO_x incrementaron en +33% (de 79 a 105 ppm) al enriquecer la mezcla desde $\Phi = 0.42$ (D/G) a $\Phi = 0.59$ (D/G+RA). Del mismo modo para 2000 rpm y 1.5 bar (Figura 70), las emisiones de NO_x aumentaron en +45% (de 62 a 90 ppm) al tener un enriquecimiento de la mezcla de $\Phi = 0.42$ (D/G) a $\Phi = 0.64$ (D/G+RA).

Al incrementar la temperatura de la mezcla aire - gas natural, la tendencia general continúa aumentando aún más las emisiones de NO_x. Por ejemplo, para 1500 rpm y 1.5 bar (Figura 67) se extiende en +11% en comparación del modo D/G+RA (T=27 °C) y el modo D/G+RA+T (T=33 °C). Para 2000 rpm y 1.5 bar (Figura 70), se elevó de igual manera en +13% comparando los modos D/G+RA (T=30 °C) y D/G+RA+T (T=42 °C).

En 1500 rpm y 1.5 bar (Figura 67), se incrementó en +47% las emisiones de NO_x y para la condición de 2000 rpm y 1.5 bar (Figura 70), se produjo un aumento de +65% entre los modos D/G y D/G+RA+T.

Con excepción de la menor carga ensayada de 0.75 bar a 1500 rpm (Figura 66) se corroboró que el modo D/G+RA+T aumentó las emisiones de NO_x del modo D/G. Esta tendencia ocasionó un efecto contrario de las emisiones de NO_x con el uso de ambas técnicas utilizadas en la investigación.

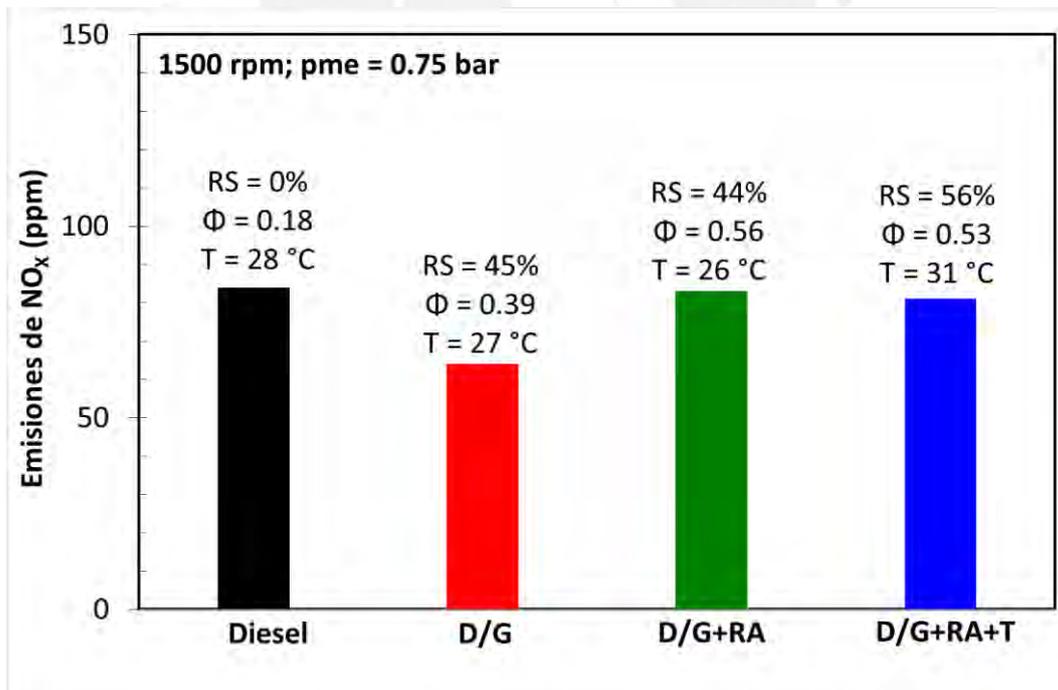


Figura 66. Emisiones de NO_x a 1500 rpm; pme= 0.75 bar.

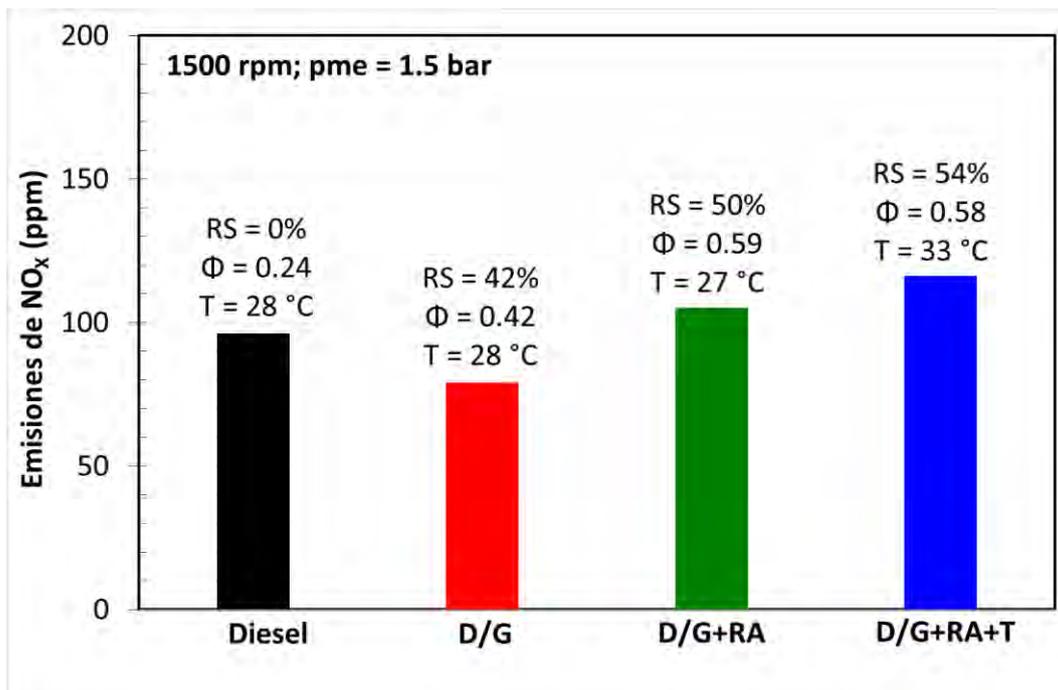


Figura 67. Emisiones de NO_x a 1500 rpm; pme= 1.5 bar.

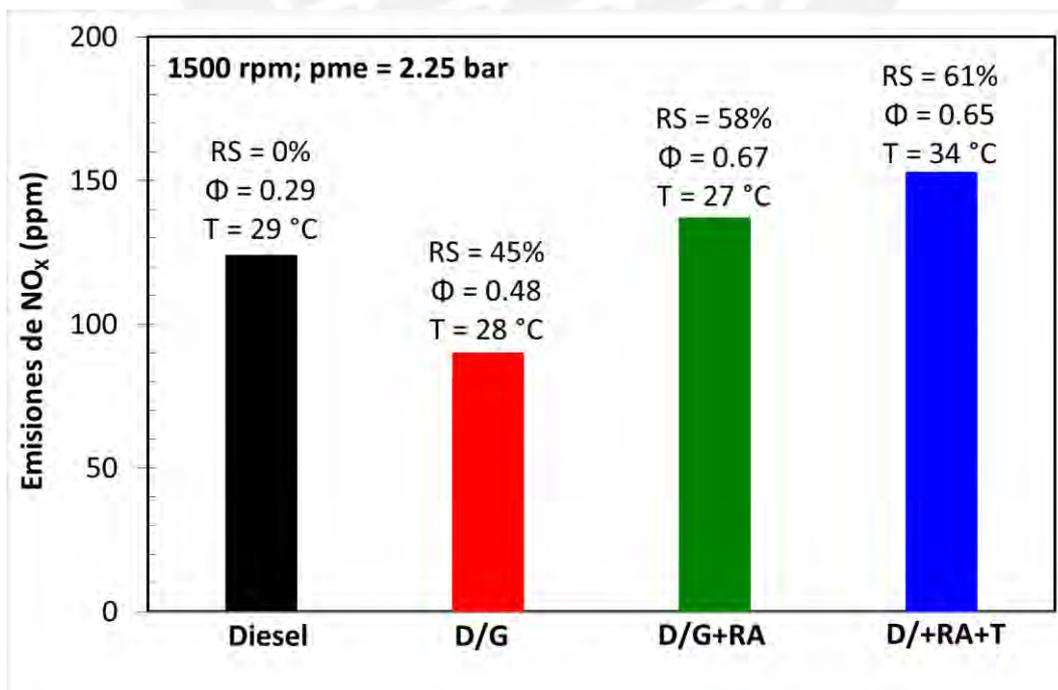


Figura 68. Emisiones de NO_x a 1500 rpm; pme= 2.25 bar.

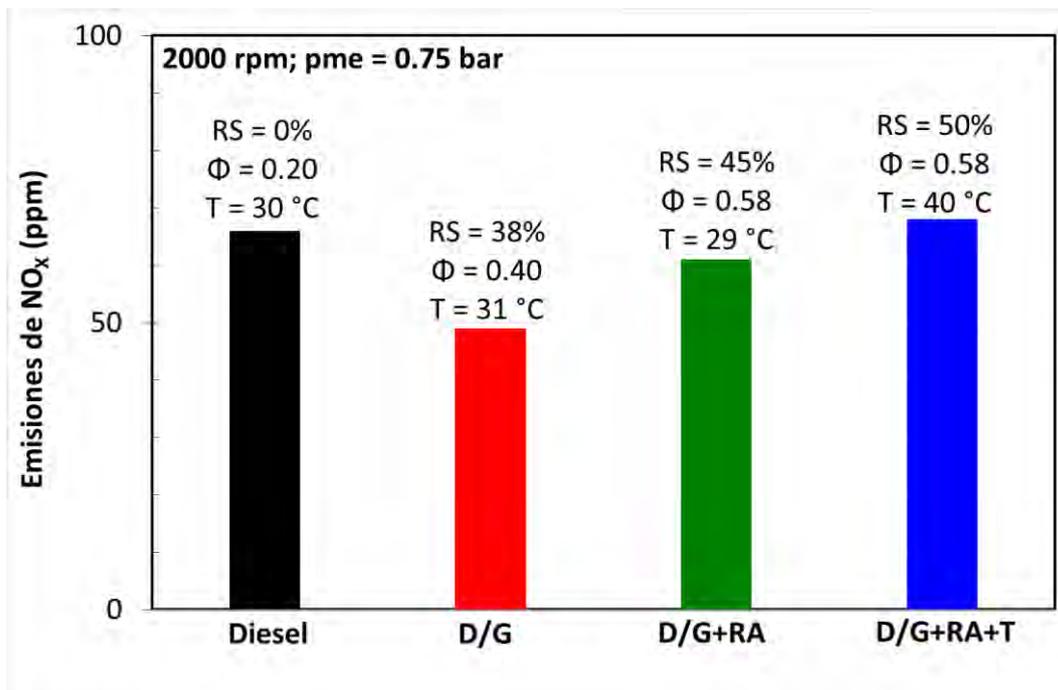


Figura 69. Emisiones de NOx a 2000 rpm; pme= 0.75 bar.

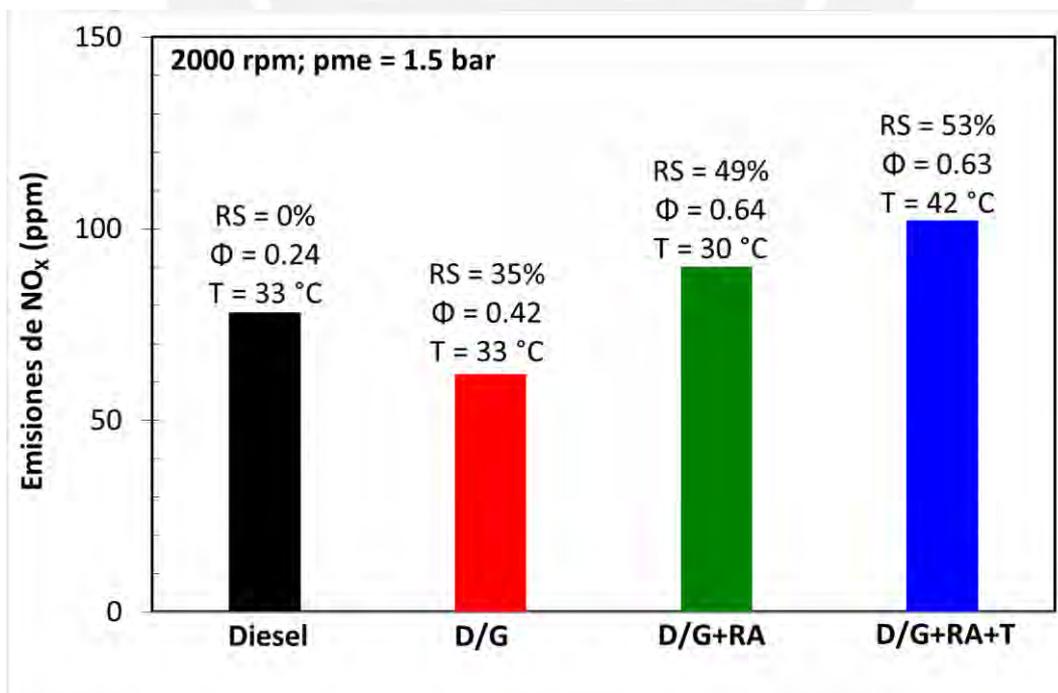


Figura 70. Emisiones de NOx a 2000 rpm; pme= 1.5 bar.

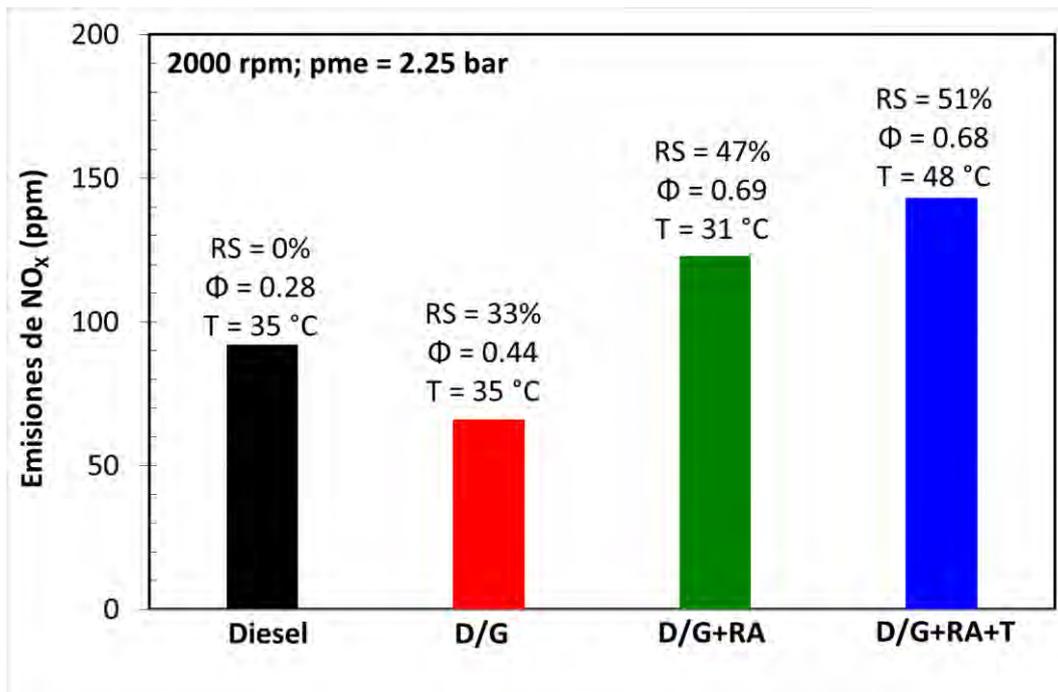
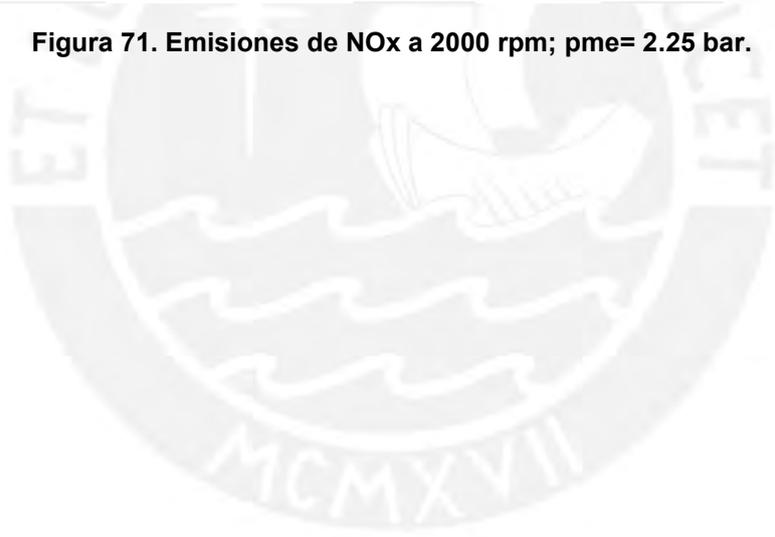


Figura 71. Emisiones de NO_x a 2000 rpm; pme= 2.25 bar.



CONCLUSIONES

De acuerdo con lo presentado en los capítulos anteriores, se llegó a las siguientes conclusiones:

- Se consiguió revisar con éxito la bibliografía adecuada para poder realizar el análisis de los parámetros de: el consumo específico aparente de combustibles, rendimiento efectivo y emisiones de gases de escape para el motor Diesel funcionando en el modo Diesel/gas y aplicando las técnicas de restricción parcial de aire y aumento de temperatura de la mezcla aire - gas natural.
- Se logró la implementación del protocolo de instrumentación y la realización de las pruebas del motor Diesel operando en modo Diesel/gas.
- Se determinó experimentalmente los efectos de las técnicas de la restricción parcial de aire de admisión y el incremento de la temperatura de la mezcla aire – gas natural sobre las prestaciones y emisiones del motor funcionando en el modo Diesel/gas. Estos efectos se exponen a continuación:

Consumo específico aparente de combustible: El consumo específico aparente de combustible aumentó con el uso de gas natural en motores Diesel.

Comparando el modo D/G con el modo D/G+RA+T, el consumo específico aparente de combustible fue disminuyendo progresivamente con el incremento de las cargas aplicadas al motor, debido principalmente al aporte de la restricción parcial del aire de admisión. El mejor resultado obtenido fue en el punto 2000 rpm y 2.25 bar con una reducción del -12% entre el modo D/G (RS = 33%, ϕ = 0.44, T = 35 °C) y el modo D/G+RA+T (RS = 47%, ϕ = 0.69, T = 48 °C).

Rendimiento efectivo: El rendimiento efectivo del motor disminuyó considerablemente con el uso de gas natural en motores Diesel.

La caída del rendimiento efectivo fue revertido por la técnica de restricción parcial de aire de admisión, incrementando progresivamente a medida que la carga aumentó, el mejor resultado fue a 2000 rpm y 2.25 bar con un alza de +10% entre el modo D/G (RS = 33%, $\emptyset = 0.44$) y D/G+RA (RS = 47%, $\emptyset = 0.69$).

En el modo D/G+RA+T, el rendimiento efectivo del motor, se incrementó aún más con la carga y con el aporte del aumento de la temperatura, para la condición de 2000 rpm y 2.25 bar se obtuvo un crecimiento de +14% entre el modo D/G (RS = 33%, $\emptyset = 0.44$, T = 35 °C) y D/G+RA+T (RS = 47%, $\emptyset = 0.69$, T = 48 °C).

Por lo tanto, ambas técnicas evaluadas son importantes para recuperar el rendimiento efectivo afectado por el uso del gas natural.

Emisiones de HC: Las concentraciones de HC tienden a incrementarse con el uso de gas natural en motores Diesel.

Para el modo D/G+RA, las emisiones de HC muestran una notoria reducción en comparación al modo D/G. El mejor resultado fue en la configuración de 2000 rpm y 2.25 bar con una reducción del -13% entre el modo D/G (RS = 33%, $\emptyset = 0.44$) y el modo D/G+RA (RS = 47%, $\emptyset = 0.69$).

Las emisiones de HC continuaron disminuyendo aplicando el modo D/G+RA+T. El mejor representante es el punto de 2000 rpm y 2.25 bar con una reducción del -14% entre los modos D/G (RS = 33%, $\emptyset = 0.44$, T = 35 °C) y D/G+RA+T (RS = 47%, $\emptyset = 0.69$, T = 48 °C).

Por consiguiente, la restricción parcial de aire de admisión es la técnica más influyente para la reducción de las concentraciones de HC.

Emisiones de CO: Las emisiones de CO aumentan durante el modo D/G respecto a sus valores del modo Diesel.

El incremento de las emisiones de CO fue muy pronunciada en el modo D/G+RA, superando el +50% del modo D/G en la mayoría sus configuraciones de regímenes de giro y cargas. El menor aumento de CO fue durante la condición de 1500 rpm y 2.25 bar, donde existió un aumento

de solo el +33% de CO entre los modos D/G (RS = 45%, \emptyset = 0.48) y D/G+RA (RS = 58%, \emptyset = 0.67).

En el modo D/G+RA+T, las emisiones de CO cayeron levemente con respecto al modo D/G+RA, pero con relación al modo D/G se incrementa. Las menores emisiones de CO al usar las técnicas de restricción parcial de aire y aumento de temperatura fue para el punto de 1500 rpm y 2.25 bar con un aumento de +30% entre el modo D/G (RS = 45%, \emptyset = 0.48, T= 28 °C) y el modo D/G+RA+T (RS = 58%, \emptyset = 0.67, T= 34 °C).

Emisiones de NO_x: El uso de gas natural en motores Diesel produce menores emisiones de NO_x en el escape.

De modo general la técnica de la restricción parcial de aire aumenta las emisiones de NO_x, superando a los valores medidos en el modo Diesel. El resultado que más elevó este contaminante es la disposición de 2000 rpm y 2.25 bar, con un incremento de +34% comparando el modo Diesel (RS = 0%, \emptyset = 0.28) y el modo D/G+RA (RS = 51%, \emptyset = 0.68).

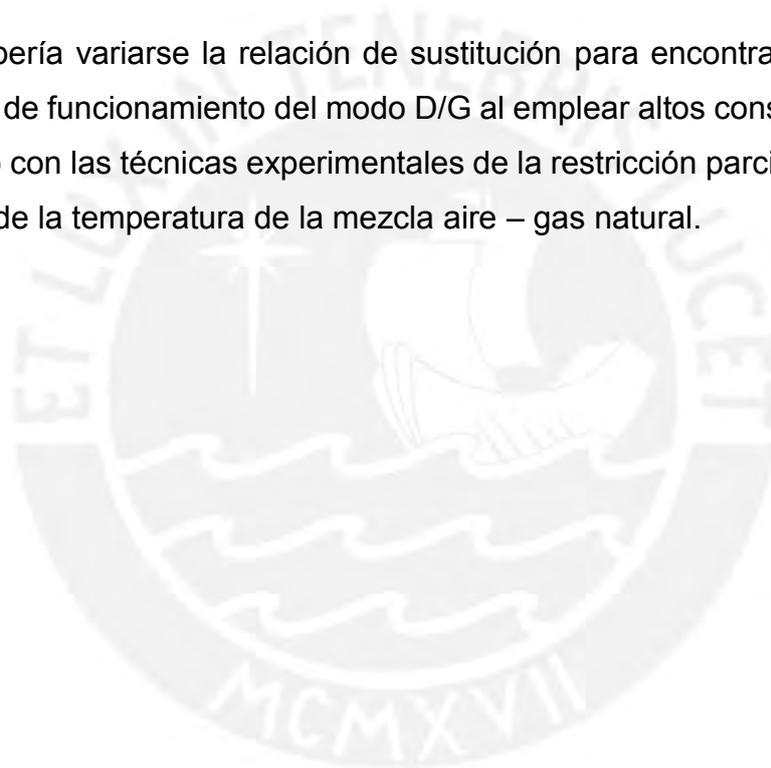
Durante el modo D/G+RA+T, las emisiones de NO_x aumentan más. El máximo incremento se dio en la condición 2000 rpm y 2.25 bar, con un crecimiento de +55% entre los modos Diesel (RS = 0%, \emptyset = 0.28, T= 35 °C) y D/G+RA+T (RS = 51%, \emptyset = 0.68, T= 48 °C).

RECOMENDACIONES

Las tendencias generales de las emisiones fueron la reducción de HC y el aumento de CO y NO_x que generan las técnicas de la restricción parcial del aire de admisión y el incremento de temperatura de la mezcla aire – gas natural. Sin embargo, las cargas bajas (0.75 bar) fueron poco sensibles a estas tendencias.

Con la finalidad de validar los resultados obtenidos durante el modo D/G, D/G+RA y D/G+RA+T debería considerarse un rango más amplio del mapa operativo del motor (mayor número de regímenes y torques).

Además debería variarse la relación de sustitución para encontrar las mejores condiciones de funcionamiento del modo D/G al emplear altos consumos de gas natural junto con las técnicas experimentales de la restricción parcial de aire y el incremento de la temperatura de la mezcla aire – gas natural.



BIBLIOGRAFÍA

Heywood, J.B.

- [1] 1988 **“Internal Combustion Engine Fundamentals”** New York. McGraw-Hill Book Co.

MINEN (ministerio de energía y minas).

- [2] 2016 **“Balance Nacional de Energía 2015”** Ministerio de Energía y Minas. Lima, Perú. Recuperado el 15 de mayo del 2017, desde:
http://www.minem.gob.pe/minem/archivos/BNE_2015_COLOR.pdf

Rangel A., Portilla C.

- [3] 2015 **“El proceso de sustitución de combustibles pesados por gas natural en el sector industrial del Valle del Cauca y del Cauca - Colombia 2004-2012”**. Cali, Colombia. Universidad Autónoma de Occidente y Universidad San Buenaventura.

Saldarriaga, Juan.

- [4] 2017 **“¿Se está hallando más gas en Perú?”** El Comercio. Lima, Perú. Publicado el 09 de mayo del 2017. Recuperado el 15 de mayo del 2017, desde:
<http://elcomercio.pe/economia/negocios/hallando-gas-peru-419243>

M.Boobalakrishnan M., Sudhindra K., Ganesh D.

- [5] 2015 **“Experimental Investigation and Energy Analysis of Natural Gas and Diesel Dual Fuel HCCI Combustion in a CI Engine”** Chennai, India College of Engineering Guindy, Anna University.

Li .W., Liu Z., Wang Z.

- [6] 2015 **“Experimental And Theoretical Analysis of the Combustion Process at Low Loads of a Diesel Natural Gas Dual-Fuel Engine”** Changchun, China. Jilin University.

J.C. Cuisano

- [7] 2011 **“Avaliação Experimental de um Motor do Ciclo Diesel Operando no Modo Bicomcombustível: Diesel/Etanol e Diesel/Gás”**. Rio de Janeiro, Brasil. Pontificia Universidad Católica de Rio de Janeiro.

Kirsten, M., Pirker, G., Redtenbacher, C., Wimmer, A. et al.

- [8] 2016 **“Advanced Knock Detection for Diesel/Natural Gas Engine Operation”**. SAE Int. J. Engines 9(3):2016, doi: 10.4271/2016-01-0785.

J.C. Cuisano.

- [9] 2006 **“Redução das Emissões em Motores Diesel-gás”**. Rio de Janeiro, Brasil. Pontificia Universidad Católica de Rio de Janeiro.

Besch, M., Israel, J., Thiruvengadam, A., Kappanna, H. et al.

- [10] 2015 **“Emissions Characterization from Different Technology Heavy-Duty Engines Retrofitted for CNG/Diesel Dual-Fuel Operation”** SAE Int. J. Engines 8(3):2015, doi: 10.4271/2015-01-1085.

Cuisano J., Mendoza J., Triveño G.

- [11] 2015 **“Análisis del Uso del Gas Natural Sobre el Desempeño y Emisiones de un Motor Bi-Combustible para el Uso de Generación Eléctrica”** Lima, Perú. Pontificia Universidad Católica del Perú, PUCP.

J.C. Egúsquiza, S.L. Braga, C.V.M. Braga.

- [12] 2009 **“Performance and Gaseous Emissions Characteristics of a Natural Gas/Diesel Dual Fuel Turbocharged and Aftercooled Engine”** Rio de Janeiro, Brasil. Pontificia Universidad Católica de Rio de Janeiro.

Mustafi N., Raine R., Verhelst S.

- [13] 2013 **"Combustion and Emissions Characteristics of a Dual Fuel Engine Operated on Alternative Gaseous Fuels"** University of Engineering & Technology, Rajshahi, Bangladesh, The University of Auckland, Private Bag 92019, Auckland, New Zealand, Ghent University, Belgium.

Thipse, S., Kulkarni, A., J Vispute, S., Rairikar, S. et al.

- [14] 2015 **"Development of Dual Fuel (Diesel-CNG) Engine for SUV Application in India"** SAE Int. J. Engines 8(1):2015, doi: 10.4271/2015-26-0058.

Besch, M., Israel, J., Thiruvengadam, A., Kappanna, H. et al.

- [15] 2015 **"Emissions Characterization from Different Technology Heavy-Duty Engines Retrofitted for CNG/Diesel dual-Fuel Operation"** SAE Int. J. Engines 8(3):2015, doi: 10.4271/2015-01-1085.

Yusaf T., Baker P., Hamawand I., Noor M.

- [16] 2013 **"Effect of Compressed Natural Gas Mixing on the Engine Performance and Emissions"** Queensland, Australia. University of Southern Queensland (USQ).

Papagiannakis R., Rakopoulos C., Hountalas D., Rakopoulos D.

- [17] 2010 **"Emission Characteristics of High Speed, Dual Fuel, Compression Ignition Engine Operating in a Wide Range of Natural Gas/Diesel Fuel Proportions"** Attiki, Greece, Dekelia Air Force Base, Athens, Greece, National Technical University of Athens.

Pan W., Yao C., Han G., Wei H., Wang Q.

- [18] 2015 **"The Impact of Intake Air Temperature on Performance and Exhaust Emissions of a Diesel Methanol dual Fuel Engine"** Tianjin, China. Tianjin University.

Wang Q., Yao C., Dou Z., Wang B., Wu T.

- [19] 2015 **"Effect of Intake Pre-Heating and Injection Timing on Combustion and Emission Characteristics of a Methanol Fumigated Diesel Engine at Part Load"** Tianjin, China. Tianjin University.

Yilmaz N.

- [20] 2012 **"Effects Of Intake Air Preheat and Fuel Blend Ratio on a Diesel Engine Operating on Biodiesel–Methanol Blends"** Socorro, USA. New Mexico Institute of Mining and Technology.

Papagiannakis R.

- [21] 2013 **"Study of Air Inlet Preheating and EGR Impacts for Improving The Operation of Compression Ignition Engine Running Under Dual Fuel Mode"** Attiki, Greece. Dekelia Air Force Base.

Cummins Inc.

- [22] 2017 **"QSB6.7 for Agriculture (Tier 3)"** Recuperado el 21 de febrero de 2017, desde:
<https://cumminsengines.com/qsb6-7-agriculture-tier-3#specifications>

Testo SE & Co.

- [23] 2017 **"Testo 350-S Control Unit in Combination with Testo 350-S/-XL Flue Gas Analyzer"** Recuperado el 21 de febrero de 2017, desde:
http://www.raecorents.com/products/emissions/testo-350/testo350_man_v2.pdf

Omega®.

- [24] 2017 **“Relative Humidity Temperature Transmitters”** Recuperado el 21 de febrero de 2017, desde:
<http://es.omega.com/temperature/pdf/HX94.pdf>

Emerson Process Management.

- [25] 2016 **“Micro Motion® ELITE® Coriolis Flow and Density Meters”**
Recuperado el 21 de febrero de 2017, desde:
<http://www2.emersonprocess.com/siteadmincenter/PM%20Micro%20Motion%20Documents/ELITE-PDS-PS-00374.pdf>

Emerson Process Management.

- [26] 2016 **“Transmisores Micro Motion® Series 1000 y 2000 con Tecnología MVD™”** Recuperado el 21 de febrero de 2017, desde:
http://www.dtiemersnrep.com.mx/pdfs/micromotion/transmisores/1500-2500/Hoja-de-Datos_Transmisores-Micro-Motion-Series-1000-y-2000.pdf

Lambrecht Meteo.

- [27] 2016 **“Air Pressure Sensor”** Recuperado el 21 de febrero de 2017, desde:
http://www.lambrecht.net/datasheets/druck/8121_leaflet_en_1.pdf

Dwyer Instruments, Inc.

- [28] 2016 **“Magnesense® II Differential Pressure Transmitter”**
Recuperado el 21 de febrero de 2017, desde:
http://www.dwyer-inst.com/PDF_files/MS2_i.pdf

Meriam A Scott Fetzer Company.

- [29] 2016 **“Meriam LFE Laminar Flow Elements”** Recuperado el 21 de febrero de 2017, desde:
http://www.meriam.com/assets/LFE-Brochure_1_15.pdf

Yokogawa Electric Corporation.

- [30] 2016 **“EJX510A and EJX530A Absolute and Gauge Pressure Transmitter”** Recuperado el 21 de febrero de 2017, desde:
<https://www.yokogawa.com/fld/pdf/ejx/GS01C25F01-01EN.pdf>

Danfoss.

- [31] 2017 **“Pressure Transmitters for Industrial Applications MBS 32 and MBS 33”** Recuperado el 21 de febrero de 2017, desde:
http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/04/IC.PD.P20.X6.02_MB_S32_33.pdf

AVL.

- [32] 2011 **“Pressure Sensor for Combustion Analysis”** Recuperado el 21 de febrero de 2017, desde:
https://www.avl.com/documents/10138/885983/AT3371E_GU21D.pdf

AVL.

- [33] 2011 **“Avl Indimicrotm Accessories”** Recuperado el 21 de febrero de 2017, desde:
https://www.avl.com/documents/10138/2699442/DataSheet_IndiMicro_Accessories_E.pdf

Wika.

- [34] 2016 **“El Uso de Termopares”** Recuperado el 21 de febrero de 2017, desde:
http://en-co.wika.de/upload/DS_IN0023_es_es_62452.pdf

Honeywell Process.

- [35] 2015 **“Multitrend® GR GR Series Advanced Graphic Recorders Specifications”** Recuperado el 21 de febrero de 2017, desde:
<https://www.honeywellprocess.com/library/marketing/tech-specs/43-TV-03-16.pdf>

PETROPERÚ S.A.

[36] 2014 “**Hoja de Datos de Seguridad de Materiales**”. Lima, Perú.

Ministerio De Energía Y Minas.

[37] 2005 “**Cronograma de Reducción Progresiva del Contenido de Azufre en el Combustible Diesel N°S. 1 y 2**”. DECRETO SUPREMO N° 025-2005-EM. “El Peruano”. Lima, Perú.

Sociedad Nacional De Minería, Petróleo Y Energía.

[38] 2011 “**Informe Quincenal de la SNMPE**”. N° 37. Lima, Perú.

Meriam A Scott Fetzer Company.

[39] 2016 “**User Manual Laminar Flow Elements**” Recuperado el 21 de febrero de 2017, desde:
<http://www.meriam.com/assets/LFE-User-Manual.pdf>

Mar Pérez Hernández.

[40] 2012 “**Estimación de Incertidumbres. Guía GUM**”. Centro Español de Metrología. España.

Sáez, J., Font, L.

[41] 2001 “**Incertidumbre de la Medición: Teoría y Práctica**”. L&S Consultores C.A. Aragua, Venezuela.