

ESTUDIO DE LOS FACTORES QUE INCIDEN EN EL DESEMPEÑO DE MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO (MEP) CONVERTIDOS A GAS NATURAL

I.Q DIEGO ALBERTO CASTAÑO

I.M GUSTAVO ADOLFO PATIÑO JARAMILLO

Trabajo de grado presentado para optar al título de Especialista en Combustibles Gaseosos

Director **JOHN RAMIRO AGUDELO SANTAMARIA** Doctor en Ingeniería Energética

Investigador Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas

Asesor **ANDRES AMELL ARRIETA** Magíster en Economía Energética Director

Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas

UNIVERSIDAD DE ANTIOQUIA

FACULTAD DE INGENIERIA

DEPARTAMENTO DE MECÁNICA

Medellín, julio 25 de 2003

Tabla de contenidos

..	1
AGRADECIMIENTOS .	3
INTRODUCCIÓN .	5
1. ANTECEDENTES . .	5
2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA .	9
CAPITULO 1 ESTADO DEL ARTE EFICIENCIA DEL MOTOR: . .	11
1.2 ACCESORIOS PARA INCREMENTAR LA POTENCIA .	13
1.2 CARACTERISTICAS DEL COMBUSTIBLE ALTERNATIVO (GAS NATURAL) .	16
1.3 EMISIONES CONTAMINANTES .	19
1.3.1 Concentración de Monóxido de Carbono (CO) .	20
1.3.2 Concentración de Hidrocarburos Totales (HC) .	20
1.3.3 Concentración de Dióxido de Carbono (CO ₂) .	21
1.3.4 Concentración de Óxidos de Nitrógeno (NO _x) .	21
CAPITULO 2 PARAMETROS DE OPERACIÓN Y DE DISEÑO DE MOTORES .	23
2.1 ASPECTOS IMPORTANTES DE LOS MOTORES [1]. . .	23
2.2 PAR Y POTENCIA EFECTIVOS .	24
2.3 RENDIMIENTO MECÁNICO .	24
2.4 PRESIÓN MEDIA EFECTIVA . .	25
2.5 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE Y RENDIMIENTO .	25
2.6 RELACIONES AIRE – COMBUSTIBLE Y COMBUSTIBLE – AIRE . .	27
2.7 RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO .	27
2.8 EFECTO TIPICO DEL COMBUSTIBLE Y EL DOSADO . .	28
2.9 FRACCIÓN DE COMBUSTIBLE VAPORIZADO, CALOR DE VAPORIZACION Y TRANSFERENCIA DE CALOR .	29
2.10 EMISIONES ESPECÍFICAS E ÍNDICE DE EMISIONES [2] .	29
CAPITULO 3 INCIDENCIA DE LAS CONDICIONES ATMOSFERICAS EN LOS PARAMETROS DE DISEÑO Y OPERACIÓN DE MOTORES [1] , [2] .	33

3.1 EFECTO DE LAS CONDICIONES ATMOSFERICAS EN EL DESEMPEÑO MECANICO DEL MOTOR [1] , [2] . .	34
3.1.1 Efectos de los Cambios en la Presión Atmosférica y Temperatura .	37
3.2 Efecto de la Altitud [2], [3] .	41
3.2.1 Efecto de la Altitud Sobre la Presión Atmosférica .	42
3.2.2 Efecto de la Altitud Sobre la Composición del Aire ⁵ . .	43
CAPITULO 4 DISEÑO DE EXPERIMENTOS – FUNDAMENTOS TEORICOS [1] CONSIDERACIONES ESTADISTICAS .	47
4.1 Metodología Experimental .	47
4.2 PLANIFICACIÓN DEL EXPERIMENTO . .	49
4.3 PARAMETROS DE OPERACIÓN DEL MOTOR DE ENSAYO . .	50
4.3.1 Par y Potencia Efectivos .	50
4.3.2 Consumo específico de combustible . .	51
4.3.3 Flujo de Aire .	52
4.3.4 Relaciones aire/combustible y combustible/aire . .	52
4.3.5 Rendimiento volumétrico . .	53
4.4 ESPECIFICACIÓN DE EQUIPOS E INSTRUMENTOS UTILIZADOS .	53
4.5 PUESTA A PUNTO DE EQUIPOS DE MEDICIÓN Y CONTROL .	56
4.5.1 Calibración Freno Dinamométrico .	56
4.5.2 Calibración analizador de gases . .	69
4.5.3 Calibración Tobera # 2 (□ 30 mm) . .	70
CAPITULO 5 MEDICIONES Y RESULTADOS OBTENIDOS .	73
CAPITULO 6 ANALISIS ESTADISTICO DE LOS DATOS EXPERIMENTALES .	79
6.1 Análisis estadístico de cada una de las variables respuestas . .	80
6.1.1 Resumen del análisis . .	80
REFERENCIAS BIBLIOFIGURAS .	93
REFERENCIAS BIBLIOFIGURAS .	95
REFERENCIAS BIBLIOFIGURAS .	97

⁵ Aporte Realizado por el Profesor Andrés Amell Arrieta Coordinador de la Especialización en Combustibles Gaseosos Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía Facultad de Ingeniería - Universidad de Antioquia Medellín - Colombia. e - mail: grupogas@udea.edu.co

REFERENCIAS BIBLIOFIGURAS .	99
REFERENCIAS BIBLIOFIGURAS .	101
ANEXO 1 .	103

“A mi Adorada Madre Rosa Castaño, La cual Amo Hasta el Cielo” “A mi novia Lina Maria y Especialmente a Dios y a Maria Auxiliadora Fuentes de mis Suplicas y Favorecimientos” A mis Profesores y Compañeros DIEGO A CASTAÑO A mi Madre, a mi Padre y Hermanos A mis Profesores. GUSTAVO PATIÑO

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan sus agradecimientos de manera muy afectuosa a:

John Ramiro Agudelo Santamaría, PhD. En ingeniería Térmica y director de la tesis por sus valiosos aportes.

Andrés Amell Arrieta, Msc. En Economía de la energía y coordinador del Grupo de Ciencia y Tecnología del gas de la Universidad de Antioquia por su constante dedicación y asesoría para la ejecución del proyecto.

Liliana Vélez, Msc. En Ingeniería Ambiental. Por su apoyo y orientación en la fase del modelo de diseño de experimentos.

Los Ingenieros Mecánicos Ricardo Moreno, Iván Bedoya, Diego Henao, por su apoyo y orientación en la fase experimental.

Al ingeniero Jorge Mario García, por su apoyo y consagración como auxiliar de docencia en la especialización.

A la Empresa Colombiana de Petróleos (ECOPETROL), por el aporte financiero que realizó para la ejecución de este proyecto.

INTRODUCCIÓN

1. ANTECEDENTES

Los derivados del petróleo, especialmente el ACPM y la gasolina, se convirtieron en las fuentes de energía que mueven al mundo. Su densidad energética permitió tanto la generación de altas potencias como el incremento de la autonomía de los vehículos y con ello fue posible mover cargas cada vez más pesadas e ir cada vez más lejos, abriendo los senderos del progreso.

La importancia que adquirieron los medios de transporte para la humanidad se evidencia en las proporciones actuales del consumo de crudo, que representan cerca del 40% del total de la energía primaria consumida en el mundo, destinada en su mayoría a la movilidad [1]. Los millones de automóviles que se mueven en todo el mundo significan, pues, una necesidad, pero también, por lo menos dos graves problemas: la depredación de un recurso natural no renovable, el petróleo, y los impactos ambientales ocasionados por nuestros medios de transporte.

La utilidad es muy grande, al igual que el impacto, y puesto que es imposible cambiar en poco tiempo nuestro estilo de vida tan dependiente del transporte, se planteó el reto de crear la movilidad limpia. Sin embargo, la utilización del carbón y el petróleo como principales fuentes energéticas ha significado la producción de miles de millones de

toneladas de residuos contaminantes que amenazan con destruir el equilibrio ecológico de nuestro planeta, cambiando las condiciones del entorno dentro del cual se desarrolla saludablemente la vida humana. Actualmente, la tecnología apunta hacia la masificación de otros combustibles alternativos, con el fin primordial de disminuir efectivamente la contaminación ambiental, la cual está llegando a niveles inadmisibles.

Actualmente existen en el mundo [3] alrededor de 600 millones de vehículos automotores, se estima que serán unos 1000 millones hacia el año 2010 y se ha calculado que el número de vehículos se incrementará a 2500 millones hacia el año 2060 lo que implica un consumo de combustible tres veces más grande que lo estimado con las actuales tendencias. El consumo de energía por parte del sector automotor prácticamente se duplicó entre 1970 y 1997, incrementando por lo tanto en forma determinante su contribución a la polución del medio ambiente en las grandes ciudades.

A partir de 1980, la contaminación urbana producida por el sector automotriz ha crecido en un 30%, en contraste con la contaminación industrial que ha disminuido alrededor del 50% durante este período. Los gases de combustión de los vehículos automotores que queman derivados del petróleo, como la gasolina y el diesel, aportan el 40% del SO_2 , causante de la lluvia ácida y cerca del 75% de los óxidos nitrosos (NO_x) y el gas carbónico (CO_2), que constituyen la polución fotoquímica causante del “efecto invernadero”. En términos de porcentaje de la polución atmosférica total en las grandes ciudades, los vehículos automotores aportan el 90% de la contaminación con plomo, el 70% de la contaminación con monóxido de carbono, el 60% de la contaminación con óxidos nitrosos, el 38% de la contaminación con hidrocarburos quemados y el 35% de las partículas que arrastran los agentes contaminantes.

En el Valle de Aburrá, el panorama no es nada diferente, más de 770 toneladas diarias de gases van a la atmósfera todos los días. Mauricio Velásquez, jefe de la Unidad Ambiental del Área Metropolitana dice al respecto: “según los estudios, la presencia de sulfuros, nitrógenos y partículas como carboncillo muestran niveles aceptables, el lío lo tenemos con los carbonos, resultado de los procesos industriales y de la combustión vehicular. En su caso, las medidas demuestran una situación calificada entre mala y pésima”, advierte el funcionario [7].

Las cifras no son nada alentadoras, los vehículos contribuyen con una carga de más de 632 toneladas al día. De los más de 400.000 que algunas fuentes calculan circulan en el Área Metropolitana, sólo una tercera parte cumple con el requisito del control de gases, consideran autoridades consultadas [7]. Antes del 2010, Medellín y sus municipios vecinos habrán lanzado 2.214.720 toneladas de desechos, el 70% por culpa de los 500.000 carros y motos que recorren las vías entre las 5 de la mañana y las 9 de la noche [8]. La Contraloría señala que el monóxido de carbono, principal contaminante del aire, reporta una concentración preocupante en algunas zonas de la ciudad [8]. En estos sitios, advierten los expertos, las personas expuestas por largos períodos llenan los pulmones de tantas partículas tóxicas que las mujeres embarazadas, por ejemplo, pueden afectar el crecimiento de sus bebés y los enfermos coronarios se arriesgan a sufrir paros cardíacos fulminantes.

El problema de la contaminación ambiental en las grandes ciudades y el agotamiento

acelerado de las reservas de petróleo crudo (actualmente la única materia prima económica para la producción de gasolina), ha impuesto la necesidad urgente de encontrar combustibles sustitutos.

En el caso de Bogotá, durante los últimos años, la contaminación del aire de la ciudad ha alcanzado niveles que han influido para que la frecuencia de enfermedades pulmonares en los ciudadanos se haya disparado apreciablemente. Por este motivo, la Administración Distrital, y en particular el Departamento Técnico Administrativo del Medio Ambiente (DAMA), han emprendido acciones tendientes a disminuir las emisiones de contaminantes arrojados a la atmósfera, implementando estrategias para mejorar el flujo vehicular y para promover el uso doméstico e industrial de energéticos más “limpios” como los gases licuados del petróleo (GLP) y el gas natural comprimido (GNC). Esta iniciativa se justifica en gran medida porque en Colombia cerca del 60% de la contaminación del aire es producida por el sector automotor y más de la mitad de los vehículos en circulación tiene más de 14 años de uso. Según un estudio reciente realizado por el Departamento del Medio Ambiente de la Contraloría General de Medellín, en esta ciudad durante los últimos diez años se ha venido presentando gran diferencia entre las emisiones contaminantes producidas por el sector transportista y la producida por el sector industrial, situación que se tornó crítica en 1990, año en el cual dicho sector aportó cerca de un 96% de las emisiones contaminantes arrojadas a la atmósfera frente a un 3.6% proveniente de la industria; para 1996 esta diferencia se habría disminuido; sin embargo, continuaba siendo cerca de 5 veces mayor el impacto ambiental del primer sector frente al industrial [4].

Ante estas escalofrantes estadísticas, las entidades medioambientales regionales, inician la búsqueda de opciones válidas para disminuir la contaminación atmosférica de las ciudades a través de la sustitución de gasolina en el transporte automotor, entre otras alternativas viables para el país en uso a gran escala, que pueden considerarse para sustituciones son el gas natural comprimido (GNC) y el gas licuado del petróleo (GLP), especialmente se apuesta por el uso de combustibles gaseosos.

El sector transportista vehicular en Colombia tiene 4 características básicas [1]:

Demanda la mayor cantidad de energía final

Posee la menor eficiencia energética

Ocasiona entre el 60% de la contaminación atmosférica en las grandes ciudades.

Incluye exagerada dependencia de los combustibles fósiles (lo que conlleva a la poca diversificación de combustibles).

Este sector de la economía nacional fue el responsable en 1998 del 35% de las emisiones de CO₂ (aproximadamente 25 millones de toneladas). La alta densidad de población en las ciudades colombianas, las condiciones de las vías de transporte, las prácticas de mantenimiento y manejo de los automotores y el hecho de que las ciudades colombianas fueron diseñadas más para peatones que para vehículos son condiciones que provocan una alta congestión vehicular, que genera, a su vez, una baja velocidad de desplazamiento y con ello más contaminación y mayor consumo de combustible que el requerido para el mismo recorrido en condiciones de buen flujo: aunque no es una cifra

sustentada, se dice que el consumo puede llegar a ser el doble del necesario.

El estado colombiano dada la situación anterior ha diseñado el programa de movilidad limpia, sustentado en tres ejes principales:

Reordenamiento del Tráfico Vehicular

Incluye la construcción y ampliación de vías, puentes (sin embargo estos últimos son el blanco predilecto de grupos armados) y túneles, la recuperación de mallas viales urbanas e interurbanas, la organización de rutas (como el día de “pico y placa”) y corredores viales, el establecimiento de proyectos de transporte masivo en las ciudades (como el tren Metropolitano en Medellín y transporte Transmilenio en Bogotá) y otras acciones.

Mejoramiento de la Calidad de los Combustibles

Se debe seguir implementando el programa gasolina verde (eliminación del plomo, la reducción de la volatilidad, el uso de aditivos detergentes – dispersantes, el incremento de octanaje y reducir el contenido de azufre), pero se debe avanzar, según se presenten desarrollos tecnológicos para los combustibles tradicionales y aparezcan nuevas fuentes energéticas para el transporte.

La incorporación de aceites vegetales como oxigenante del ACPM y las mezclas gas natural – diesel son, por ejemplo, tecnologías validadas hace muy poco tiempo y que no se contemplaron en el plan original del programa.

Mejoras Tecnológicas en los Motores

Hacia finales de noviembre de 1999, el gobierno nacional lanzó el programa de GAS NATURAL VEHICULAR como alternativa energética para el sector transporte, en procura de fortalecer el programa de masificación del gas natural, de disminuir la contaminación ambiental y en el futuro fortalecer la estrategia nacional de autosuficiencia energética. Se estima que este programa podría reducir las emisiones en el año 2010 en alrededor de 42000 toneladas de óxidos de azufre, 45000 toneladas de partículas, en más de 3 millones de toneladas de CO y en cerca de 5 millones de toneladas de CO₂. Para la misma fecha se sustituirían cerca de 25000 barriles día de gasolina motor y se habría acumulado un ahorro de 1430 millones de dólares, tras hacer una inversión de 450 millones de dólares en estaciones de servicio, kits y talleres de conversión.

Sin embargo, esta última estrategia a pesar de su bondad ecológica y económica, no ha contado con un verdadero dinamismo. Son varios los factores que han influido:

La no aplicación rigurosa de la Normatividad técnica en las conversiones.

Esquema tarifario de combustibles.

Ausencia de líneas de crédito “blando” para financiación de conversiones.

Carencia de incentivos y exención de impuestos por la utilización de tecnologías limpias.

Falta de divulgación de los beneficios del programa.

Falta de incentivos gubernamentales oportunos.

Políticas de precios de hidrocarburos muy inestables y variables.

Dieselización del parque automotor, sector transporte urbano.

Pérdidas globales de potencia debidas a la conversión.

Este último factor ha incidido notablemente en la masificación de las conversiones.

2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Han transcurrido casi 150 años desde que aparecieron comercialmente los motores de combustión interna y encendido provocado y contando con la tecnología más desarrollada, dichos motores no han podido incrementar su eficiencia más allá del 30% [2].

Esta eficiencia se ve más afectada cuando se hacen las conversiones a gas natural incluyendo, entre otros factores, por el cambio de combustible y el desempeño del motor a diferentes alturas sobre el nivel del mar; debido a que el desempeño mecánico, ambiental y termodinámico de un sistema térmico, se ve afectado por las condiciones ambientales; situación esta que es crítica en nuestro país debido a que por nuestras condiciones topográficas, los principales centros urbanos están por encima de los 1000m de altura sobre el nivel del mar. Los resultados de las pruebas de funcionamiento de motores a gasolina convertidos a gas arrojan cifras de pérdidas de potencia entre el 10 y el 15% a nivel del mar y hasta del 30% a la altura de Bogotá [3].

Con la inclusión del gas natural en la canasta energética del transporte, entra en escena un nuevo elemento que debe ser estudiado, para entender cómo afecta la conversión a gas natural, el desempeño de un motor operando a diferentes alturas. A pesar de contar con algunas experiencias relativas al uso de combustibles gaseosos en motores de combustión interna (Otto, Diesel) para automotores en el país, sólo en algunos pocos casos se tienen estudios serios sobre los factores que inciden en el desempeño de los motores convertidos a gas natural.

A partir de la revisión de la literatura internacional y nacional disponible sobre el tipo de pruebas realizadas y el tipo de resultados arrojados, se puede llegar a las siguientes conclusiones [4]:

Prácticamente todas las pruebas ejecutadas muestran disminuciones en los niveles de emisiones contaminantes con relación a la gasolina cuando se emplea GNC.

Se evidencia que el comportamiento mecánico y las emisiones comparativas entre la gasolina motor y el GNC son sensibles a:

La cosecha tecnológica del motor y en general a los componentes y el estado mecánico de los vehículos probados

El tipo de kit empleado [6]

La composición del combustible

Las condiciones ambientales locales (calidad de aire, tráfico, altura, humedad relativa).

Por las características particulares de la composición de nuestros combustibles gaseosos, la topografía y las condiciones ambientales de nuestro país (altura sobre el nivel del mar y humedad relativa), la literatura internacional y nacional no permiten formular conclusiones acerca de la incidencia de dichos factores en el desempeño de los motores de funcionamiento bicomcombustible.

El estudio de los factores que inciden en el desempeño de los motores convertidos a gas natural, permite obtener conocimientos y criterios precisos para garantizar su óptima operación. Esta situación no es muy clara en Colombia, porque las conversiones no responden a criterios tecnológicos y científicos característicos de los fenómenos de la combustión del gas natural, lo cual sacrifica la utilización de este energético.

“Es por esta razón que se hace imperativo determinar, para las condiciones ambientales del lugar, los parámetros que ayuden a minimizar las pérdidas de potencia, lo que contribuirá en alto grado al éxito del programa nacional de sustitución de energéticos”

CAPITULO 1 ESTADO DEL ARTE EFICIENCIA DEL MOTOR:

Para obtener mayor potencia, un motor debe quemar más combustible, por tanto debe bombearse más aire dentro de los cilindros. La cantidad de aire disponible en el motor depende de la resistencia al flujo a través del sistema de admisión, del cilindro y del sistema de escape.

La capacidad de un motor para bombear aire es llamada eficiencia volumétrica, la cual está determinada, entre otros factores, por la forma de los conductos de admisión y escape, la carrera y duración de la válvula, la forma de la cámara de combustión, etc.

Un filtro de aire sucio puede proveer una resistencia significativa al flujo del aire y por lo tanto reduce la eficiencia volumétrica. Los combustibles líquidos, cuando se atomizan, generalmente ocupan una cantidad de espacio muy pequeña en el sistema de admisión del motor, por lo tanto, ellos no afectan la eficiencia volumétrica significativamente. Por otra parte, los combustibles gaseosos pueden requerir de 4 a 15% del volumen del conducto de admisión. El espacio ocupado por el combustible reduce la cantidad de aire que ingresa al motor y por lo tanto, la potencia de salida del motor se reduce.

Esta pérdida de potencia es inherente a los combustibles gaseosos y no puede superarse fácilmente. La densidad de los combustibles gaseosos en el múltiple de admisión, determinará la pérdida exacta de potencia. Teóricamente, el gas natural causa un 9.5% de pérdida de potencia, según algunos autores.

Los combustibles líquidos vaporizados se mezclan con aire en el múltiple de admisión del motor y luego ingresa a los cilindros. Esta vaporización absorbe energía y enfría la mezcla A/C, aumentando su densidad y por ende la eficiencia volumétrica del motor. Los combustibles gaseosos, de otra parte, ya están en la forma de vapor y no proveen ningún enfriamiento de la mezcla A/C, lo cual constituye una pérdida de potencia adicional para motores alimentados con combustibles gaseosos.

Otra pérdida de eficiencia volumétrica y potencia esta asociada con los accesorios de conversión a combustible alternativo. La mayoría de los motores convertidos a gas natural sufren una pérdida de potencia adicional de 10 – 20% debido a la obstrucción del flujo de aire por los accesorios de conversión. Por lo tanto, la pérdida total de potencia, debida a la pérdida de eficiencia volumétrica por los accesorios de conversión y la densidad del combustible gaseoso, puede aproximarse a 30% para gas natural [1].

La pérdida de potencia impuesta por las restricciones de los accesorios también estará presente cuando el motor este funcionando con gasolina mientras el equipo de conversión esté instalado.

La figura 1 muestra la eficiencia ideal de un motor en función de la relación de compresión. Motores a gasolina típicos tienen relaciones de compresión en el rango de 8:1 a 9.5:1. El gas natural tiene un grado de octano relativamente alto que permitirá relaciones de compresión en motores superiores a 15:1.

Incrementando la relación de compresión se compensará parcialmente la pérdida en la eficiencia volumétrica y la potencia debida al uso de combustibles gaseosos, sin embargo debe tenerse en cuenta, el incremento consecuente en las emisiones de NO_x .

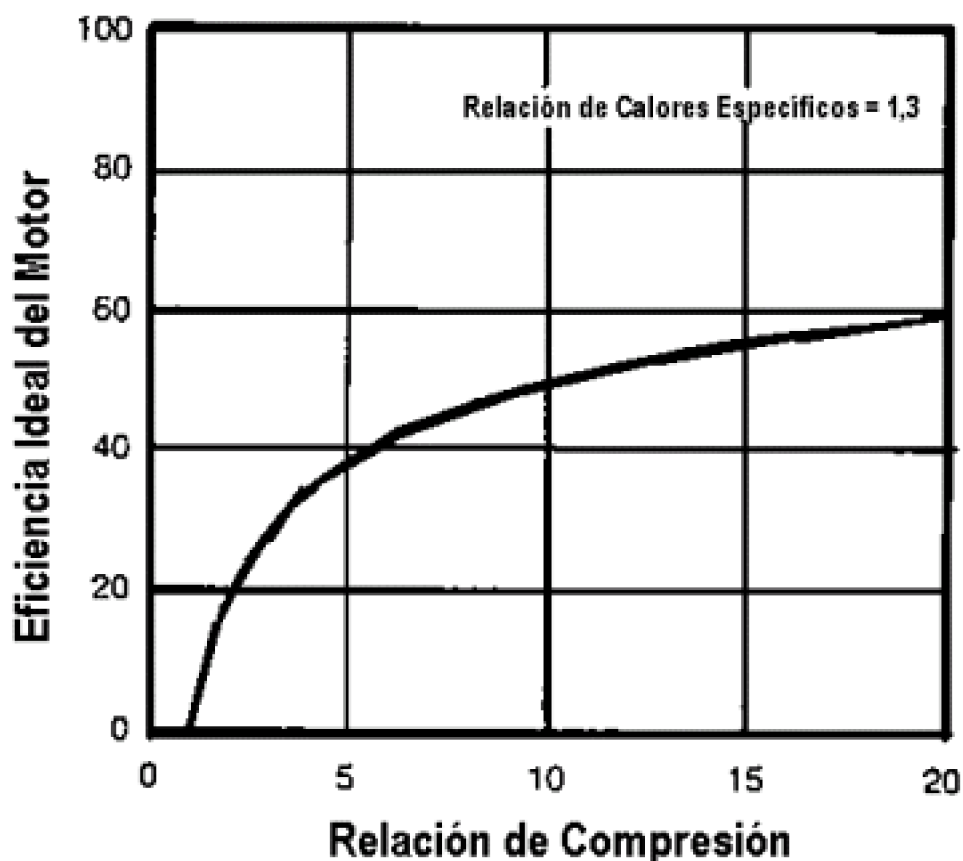


Figura 1.1. Eficiencia Ideal del Motor en Función de la Relación de Compresión [1]

Algunos de los factores que afectan, en mayor o en menor medida, la pérdida de potencia en un motor convertido a gas natural son [2]:

El poder calorífico del GNVC es ligeramente menor que el de la gasolina. Como resultado, los rangos para alcanzar la potencia máxima serán mayores, es decir, con GNVC la velocidad para alcanzar la potencia máxima será mayor, y en algunos casos imposible de alcanzar.

El octanaje de GNVC es mayor que el de la gasolina, lo cual significa que es más resistente a la ignición.

La potencia de la chispa requerida para el encendido es mayor que en gasolina.

El tiempo que tarda en quemarse una mezcla aire/GNVC es mayor que el de la mezcla aire/gasolina. Es por ello que debe ajustarse el tiempo de encendido, dando un mayor avance.

1.2 ACCESORIOS PARA INCREMENTAR LA

POTENCIA

Los turboalimentadores y sobrealimentadores mecánicos son usados frecuentemente en motores para dar un mejor balance entre la potencia y el ahorro de combustible. Estos dispositivos comprimen el aire de combustión antes que ingrese a los cilindros del motor, aumentando así su densidad y por lo tanto más aire puede ser forzado dentro de los cilindros del motor. Con más aire disponible, mayor cantidad de combustible puede quemarse en el cilindro y la fuerza ejercida sobre el pistón es más grande, lo cual resulta en una mayor potencia para un tamaño de motor dado.

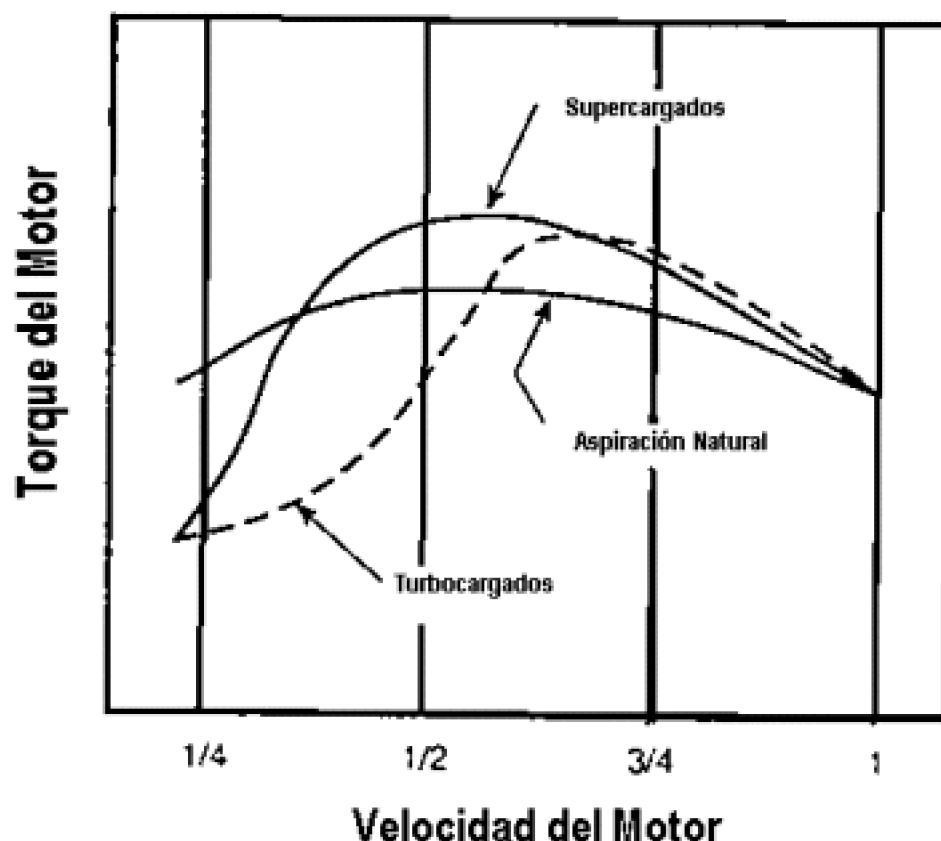


Figura 2.1. Aumento Típico en la Potencia del Motor Debido a la Sobrealimentación (Sobrealimentación o Turboalimentación) [1]

Los turboalimentadores o sobrealimentadores incrementan la eficiencia volumétrica efectiva y decrecen el consumo específico de combustible al freno

$$\left(\text{BSFC} = \frac{\text{consumo combustible}}{\text{unidad de potencia producida}} \right)$$

Figura 3.1. Reducción Típica en el Consumo Específico de Combustible al Freno Como

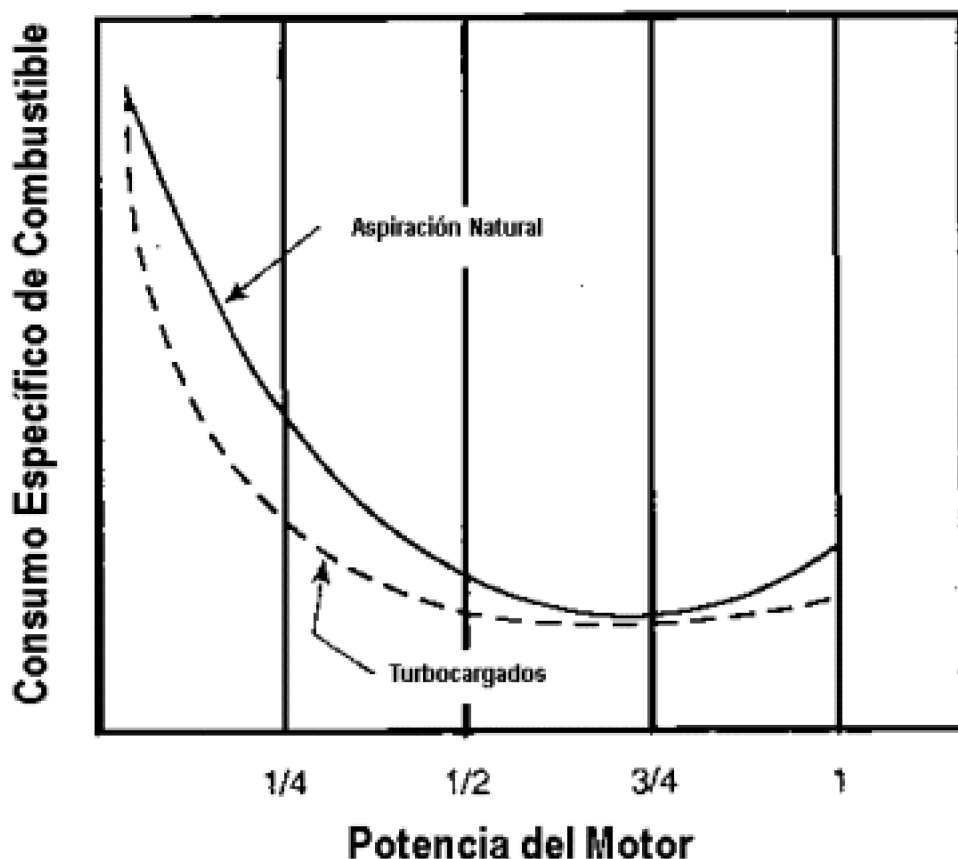
Resultado de la Turboalimentación [1]

Figura 3.1. Reducción Típica en el Consumo Específico de Combustible al Freno Como Resultado de la Turboalimentación [1]

El uso de turboalimentadores o sobrealimentadores para proveer aumento de aire en el múltiple de admisión, es una de las formas de superar la pérdida en la eficiencia volumétrica que resulta de la instalación del equipo de conversión de combustible alternativo en motores a gasolina.

Linero [2], nos enumera otros factores que permiten disminuir la pérdida de potencia:

La relación de compresión. Aunque es posible incrementar la relación de compresión, no es recomendada en motores bicomcombustible, ya que cuando el motor utilice gasolina, pueden generarse problemas de detonación. El desgaste afecta la relación de compresión, por lo que se debe ajustar tanto la mezcla, la potencia de la chispa y el avance a medida que el motor pierde compresión.

Cantidad de combustible utilizado. Para minimizar la pérdida de potencia en conversiones a GNVC, debe incrementar la cantidad de gas. Normalmente el enriquecimiento máximo (para no disminuir demasiado la autonomía) en motores a GNVC se encuentra entre 13:1 y 12.7:1 (relación aire GNVC).

El incremento en la potencia de la chispa. Un mayor incremento en la potencia de la chispa, mejorará el encendido haciéndolo más rápido y amplio.

El avance de encendido. Dada la menor velocidad de expansión del frente de llama, es necesario dar un mayor avance al tiempo de encendido. La dificultad técnica consiste en determinar cuánto avance es necesario dar. Al igual que con la potencia de la chispa, el valor de avance extra está regido, por las condiciones del motor y por la presión barométrica.

Una mayor relación de compresión necesita de un menor avance.

Una mezcla pobre incrementa la necesidad de avance; lo contrario para las mezclas ricas.

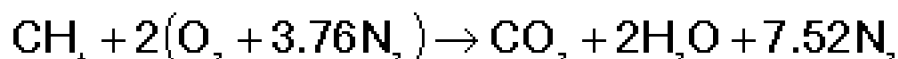
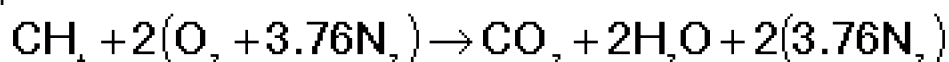
A mayor altura el avance debe ser mayor.

1.2 CARACTERISTICAS DEL COMBUSTIBLE ALTERNATIVO (GAS NATURAL)

Hay otros factores de desempeño del motor que también deben tomarse en consideración en la operación de un vehículo. Por ejemplo, la aceleración y la potencia máxima que puede ser liberada será afectada por la densidad del vapor del combustible así como por el poder calorífico. El gas natural, es menos denso que la gasolina en las condiciones presentes en el múltiple de admisión del motor, por lo que desplaza al aire (reduce la presión parcial del aire) en el múltiple de admisión, y por lo tanto, menos aire por ciclo es inducido dentro de los cilindros. La eficiencia volumétrica medida en plena admisión determina la potencia máxima que puede ser desarrollada por el motor y por lo tanto la reducción en la eficiencia volumétrica disminuye la potencia máxima disponible del motor. Esta pérdida de potencia es inherente con estos combustibles y debe considerarse, junto con las pérdidas adicionales debidas al equipo de conversión.

La magnitud de la pérdida en potencia debida al uso de combustible de bajas densidades puede ser aproximado desde las ecuaciones de combustión, así:

Para CH₄:



Como puede notarse, el volumen de combustible relativo al volumen de la mezcla C/A es 9.5% para el metano. Una forma para compensar esta pérdida en eficiencia volumétrica es aumentar la presión en el múltiple de admisión usando un turboalimentador o un sobrealimentador. Otra propuesta considerada es enriquecer el contenido de oxígeno del aire admitido usando un separador de gas de membrana.

La cantidad de combustible vaporizado en el múltiple de admisión y su calor de vaporización también afecta la cantidad de aire que fluye dentro del cilindro del motor. La

vaporización del combustible absorbe algo de calor del aire admitido refrigerándolo y por lo tanto incrementa la densidad del aire, lo cual aumenta la eficiencia volumétrica. Combustibles como el gas natural, ya están en estado gaseoso cuando se introduce dentro del múltiple de admisión y por lo tanto no provee este efecto de enfriamiento.

El alto número de octano característico del gas natural, es probablemente, su mayor ventaja. Los altos números de octano permiten incrementar las relaciones de compresión del motor para obtener aumentos en la eficiencia y en la potencia, minimizando por lo tanto, los problemas asociados con recorridos limitados del vehículo y mejorando el desempeño del motor. Sin embargo, las emisiones de NO_x aumentarán con la temperatura de combustión más alta asociada con una mayor relación de compresión. Este aumento de NO_x debe ser tenido en cuenta. Usualmente la recirculación de los gases de escape (EGR) puede reducir la producción de NO_x .

La figura 4.1 muestra curvas de potencia Vs. Velocidades del motor medidas con un dinamómetro de chasis para un Chevrolet Caprice 1990 con un motor de 305 cid (desplazamiento del motor, cm^3). Nótese que la máxima potencia desarrollada usando gasolina después de la instalación del kit de conversión es aproximadamente 11% menor que la obtenida antes de la conversión. Esta pérdida de potencia se debe a la reducción del área del múltiple de admisión en el mezclador que reduce la potencia máxima del motor tanto en gasolina como con GNC.

La reducción adicional en la potencia usando GNC gaseoso de baja densidad corresponde a otro 16%, para una pérdida total de aproximadamente 27%.

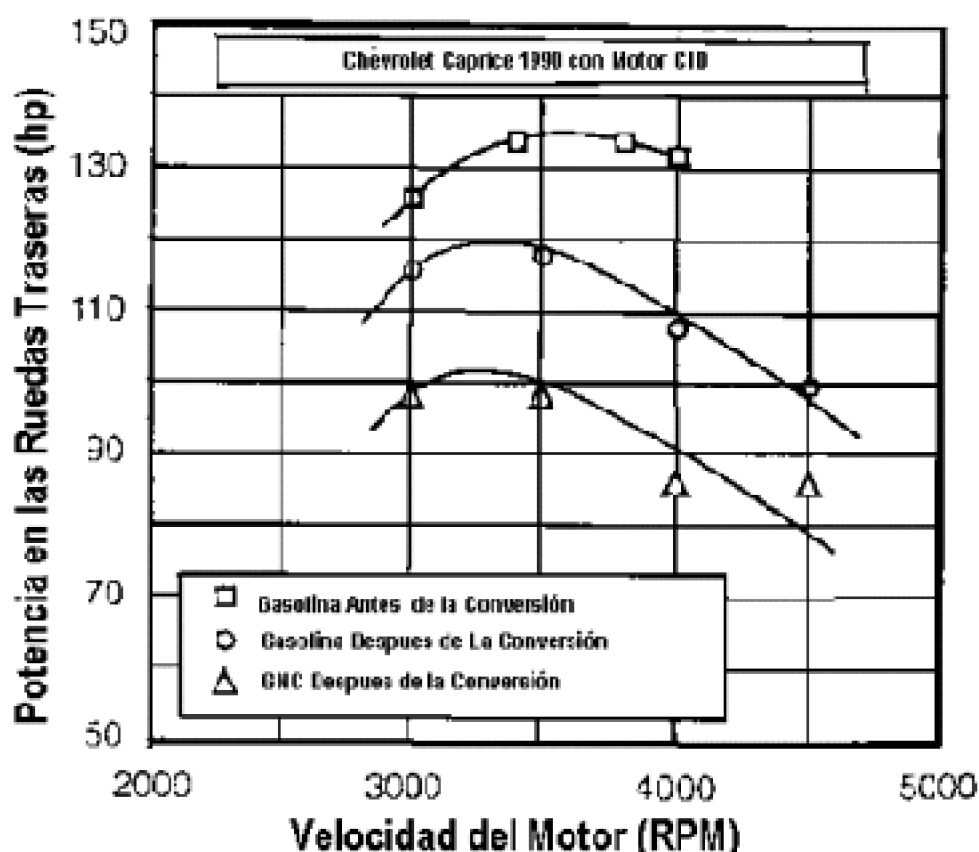


Figura 4.1. Potencia de Salida en las Ruedas Traseras Para un Chevrolet Caprice 1990 con Conversión a GNC Mecánica, Medido en un Dinamómetro de Chasis [1]

La pérdida de potencia en un motor convertido a gas natural, no solamente se debe a la naturaleza del combustible ni a los accesorios de conversión; existen factores tales como las condiciones atmosféricas del lugar en el cual se encuentra operando el motor, que afectan el desempeño mecánico, energético y ambiental de los sistemas convertidos a gas natural.

Cuando un motor está funcionando a diferentes alturas, el proceso de combustión en el motor se ve afectado por la falta de oxígeno del aire, situación esta que se torna más crítica a medida que se gana altura sobre el nivel del mar; además, influyen otros factores, como la calidad y poder calorífico del combustible empleado y la transferencia de calor al motor, especialmente porque existe una variación en la densidad del aire atmosférico.

Linero [2] nos aclara qué factores afectan en mayor o en menor medida la pérdida de potencia y como controlarlos. En lo referente a la altura sobre el nivel del mar, el autor manifiesta que la presión barométrica es clave en el proceso de ajuste y puesta a punto de un motor convertido a GNCV. La mayor altura, empobrece la mezcla en vehículos carburados y disminuye la salida de gas en los mezcladores, por lo que es necesario dar paso más paso de GNCV a medida que la presión barométrica disminuye. La baja presión barométrica, disminuye la expansión del frente de llama, haciendo más lento el quemado, por lo que requiere de un mayor avance de encendido.

Algunos investigadores, han documentado la pérdida de potencia por altura para un motor convertido en modo bicomcombustible. Por ejemplo, Agudelo y otros [3], [4], hallaron que en condiciones normales de operación, la pérdida de potencia por altura para el caso de la ciudad de Medellín (1500 m.s.n.m) no debería sobrepasar el 16%.

Estos investigadores, observaron, en términos generales, una caída de potencia y torque, que por lo regular se hace más crítica a medida que incrementa el régimen de giro del motor, pero que en las condiciones normales de operación del motor en ciudad (aproximadamente 3200 rpm) no superan el 20%. En el caso del torque, encontraron que la disminución es aproximadamente constante en todo el rango de operación y no supera el 20% con gas natural. Fenómeno este que puede ser explicado por la caída en la presión parcial del aire que genera el gas natural por si mismo y por la entalpía de vaporización de la gasolina.

En los motores de encendido por chispa, la presencia del combustible gaseoso (y vapor de agua) en el sistema de admisión reduce la presión parcial del aire por debajo de la presión de la mezcla, pudiéndose demostrar que a medida que disminuye el peso molecular del combustible, disminuye la relación de presiones, o lo que es lo mismo, disminuye la densidad del aire en la admisión.

Graboski y otros [5], estudiaron el efecto de la altitud en las emisiones reguladas y en el desempeño de un motor de GN dedicado Cummins B5.9G. Los resultados obtenidos en la altura, 1600 m (5280 ft), fueron comparados con los obtenidos a 152 m (500 ft). Con mariposa completamente abierta el torque a velocidades menores que la velocidad del torque máximo fue aproximadamente 20% menor que al nivel del mar, lo cual está en proporción a la diferencia en la presión barométrica (630 mm Hg a 1600 m Vs 760 mm Hg al nivel del mar) y en la región de operación donde la compensación del control de carga es insuficiente.

El motor está controlado electrónicamente, y emplea tecnología para control de lazo cerrado. El motor tiene un control electrónico de aumento de la presión. Dicho sistema monitorea la presión, compensándola cuando la presión atmosférica disminuye, para generar la presión de salida del compresor requerida. Puesto que la relación A/C también es controlada a un valor específico (control de lazo cerrado), esto resulta en mantener el torque y la potencia de salida del motor a diferentes altitudes.

Figura 5.1. Curvas del Torque del Motor Obtenidas a 152 m y 1600 m. [5]

fig005.gif

En conclusión, comparando los resultados obtenidos a altas y bajas altitudes, se encuentra que el sistema de control de compensación para la altura, del motor, evita que el torque máximo sea afectado. A velocidades por debajo de la velocidad del torque máximo, alguna pérdida de torque es evidente.

1.3 EMISIONES CONTAMINANTES

El gas natural es considerado un excelente combustible alternativo a la gasolina por sus recursos abundantes, bajo costo, combustión limpia y más bajas emisiones contaminantes. Como resultados promedio, se estima que las emisiones de CO son aproximadamente 76.95% más bajas, la reducción en emisiones de NO_x es de aproximadamente 77% frente a la gasolina y 80% comparada con el diesel, 85–90% de reducción en HC y reducción de un 97% en las emisiones de benceno. Algunos trabajos [3], [4], [5], [6], reportan los resultados obtenidos en los niveles de emisiones, cuando el motor marcha a gas natural. Entre los resultados más importantes, tenemos:

Se observaron reducciones drásticas en las emisiones de CO (del orden del 90% en promedio) y de las emisiones de HC (del orden del 60% en promedio) cuando el motor funciona con gas natural.

Las emisiones de CO_2 fueron muy similares en gran parte del rango de operación del motor. Era de esperarse menos formación de CO_2 en el gas natural, pero se debe observar que en el caso de la gasolina, hubo gran parte del combustible que reaccionó formando CO y HC por combustión incompleta. También se observó que a partir de 3500 RPM aproximadamente, las emisiones con gas natural disminuyeron; esto se debe al aumento del exceso de aire en la mezcla a partir de este régimen.

Las emisiones de NO_x fueron mayores con gas natural en gran parte del rango de operación del motor, debido a la pobreza de la mezcla. Caen drásticamente a medida que la mezcla se hace exageradamente pobre, debido al enfriamiento de la mezcla en la cámara de combustión, lo que provoca un enfriamiento suficiente para reducir las emisiones de NO_x , cuya principal fuente de formación es la alta temperatura.

1.3.1 Concentración de Monóxido de Carbono (CO)

Se encuentra una importante reducción de emisiones, que se experimenta al emplear un combustible limpio representado por el GNC en comparación con la gasolina, lo cual es independiente del tipo de equipo de conversión empleado y de la presencia o no del mezclador aire – gas. Además se observa que la concentración de CO alcanza un máximo durante la marcha en vacío.

1.3.2 Concentración de Hidrocarburos Totales (HC)

Se encuentra que independientemente del tipo de equipo de conversión empleado, los niveles de HC cuando se utiliza gasolina resultan más elevados en el 100% del rango de velocidad de rotación considerado.

Se aprecia que los valores de las concentraciones promedio de HC alcanzan un máximo a bajas velocidades de rotación del motor. Este resultado era de esperarse, ya que la proporción de hidrocarburos en los gases de escape aumenta con la estrangulación en la admisión, o cuando el motor funciona en vacío. En estos casos empeora la turbulencia de la carga, disminuye la velocidad de la combustión, se dificulta la inflamación y, por lo tanto, se observa mayores emisiones de hidrocarburos.

1.3.3 Concentración de Dióxido de Carbono (CO₂)

Para cada uno de los equipos estudiados, el nivel de emisiones de CO₂ derivados del empleo de GNC resultó menor (aunque en grado moderado) a aquel obtenido para la gasolina a las diferentes velocidades de rotación del motor; comportamiento esperado en virtud de que el gas natural contiene menos carbono que cualquier otro combustible fósil.

Numerosos autores han expresado reservas concernientes al uso del gas natural para vehículos referido a su potencial para acelerar el calentamiento global, debido a la gran influencia del CH₄ como gas “invernadero”: así puede afirmarse que la reducción de las emisiones de CO₂ cuando se emplea gas natural puesta de manifiesto en este estudio, contribuye al balance o compensación del CH₄ indudablemente emitido cuando se trabaja con gas natural, cuyo componente principal es el metano.

1.3.4 Concentración de Óxidos de Nitrógeno (NO_x)

La utilización del GNC como combustible automotor no reduce en todos los casos estudiados las emisiones de NO_x en comparación con la gasolina, de hecho en varias pruebas superó significativamente el valor obtenido cuando se empleó la gasolina.

Al observar la composición final de los gases de escape para los diferentes equipos de conversión a gas natural estudiados, es indudable la contribución de los vehículos automotores empleando GNC a los problemas de emisión de contaminantes en atmósferas urbanas, ya que su emisión es sensiblemente menor que aquella derivada del uso de la gasolina.

La concentración de CO es 33.92% menor al utilizar GNC, comparada con la gasolina. Los valores de concentración de CO no exceden en ningún caso los reglamentados. Los porcentajes de reducción de la concentración de CO comparado con la gasolina, varían significativamente dependiendo del tipo de equipo de conversión utilizado.

Las concentraciones de los HC cuando se opera con GNC son mucho más bajas en comparación con dichas emisiones si se trabaja con gasolina como combustible. La reducción en los hidrocarburos es de un 61.39%. El rango de reducción promedio de los componentes tóxicos dependiendo del equipo de conversión se encuentra entre 54.77 y 68.09%. Adicionalmente se observa que a medida que la temperatura y la velocidad de rotación del motor aumentan, las concentraciones de HC se incrementan paulatinamente.

La concentración de CO₂ es de un 13.64% menor al utilizar GNC como combustible que cuando se emplea gasolina, y esta reducción varía en un rango del 7.27 al 20.37%.

A medida que se aumenta la velocidad de rotación del motor, cuanto más intensa es la aceleración y la temperatura en el mismo se incrementa, por lo que la concentración de NO_x presente en las emisiones de los gases de escape se eleva. Este patrón se observa, aunque no muy claramente en los resultados obtenidos. Esto puede deberse a la gran influencia que tiene la temperatura en la formación de dicho componente tóxico.

Las emisiones provenientes del motor probado en este estudio están por debajo de todos los estándares actuales o propuestos para motores de servicio pesado con todos los estándares actuales o propuestos para motores de servicio pesado con todos los combustibles probados en altas y bajas alturas sobre el nivel del mar. En todos los casos probados los NO_x estaban en o por debajo de 2g/bhp – h, comparado al estándar actual de 5 g/bhp – h. THC se incrementó ligeramente con el incremento del contenido de interés pero los NMHC no fueron afectados. Las emisiones de CO sin catalizador fueron aproximadamente 4 g/bhp – h e independientes de la composición del gas. El estándar actual para CO es de 15.5 g/bhp – h. PM fueron alrededor de 0.03 g/bhp – h y fueron independientes de la composición del combustible. El estándar actual para PM diesel es 0.1/0.07 para camiones y buses respectivamente. La economía de combustible del motor basado en BTU no fue dependiente de la composición del combustible o de si fue o no instalado un catalizador.

Las pruebas muestran que las emisiones de NMHC, PM, y NO_x son muy similares mientras que las emisiones de CO se incrementan ligeramente en la altura. Aunque pequeñas variaciones en las emisiones fueron observadas, esto era de esperarse debido a varios factores. La variabilidad de los efectos prueba a prueba son importantes más el hecho que el desempeño del motor cambia a altas altitudes en el rango de operación por debajo de 1600 rpm. Es evidente que este cambio en el desempeño tiene un pequeño efecto sobre las emisiones.

CAPITULO 2 PARAMETROS DE OPERACIÓN Y DE DISEÑO DE MOTORES

2.1 ASPECTOS IMPORTANTES DE LOS MOTORES [1].

En este capítulo se desarrollaran algunas relaciones entre factores, que permiten dimensionar el funcionamiento, rendimiento y emisiones características de los motores; las cuales evidencian un gran aporte en el desarrollo de esta monografía.

Existen una serie de definiciones que son comúnmente empleadas respecto al funcionamiento de un motor las cuales son:

Potencia nominal máxima. La potencia más alta que se le permite desarrollar a un motor por cortos periodos de funcionamiento.

Potencia nominal normal. La potencia más alta que se le permite desarrollar a un motor en funcionamiento continuo.

Velocidad nominal. Régimen de giro que el motor desarrolla a la potencia nominal. Puede ser máxima o normal según el caso.

2.2 PAR Y POTENCIA EFECTIVOS

El par de un motor se mide generalmente con un freno dinamométrico. El motor se fija en un banco de ensayos y el eje se conecta al rotor del freno. La figura 1.2 muestra el principio de funcionamiento de un freno dinamométrico. El rotor es acoplado hidráulicamente o por fricción mecánica (freno Ponny) a un estator que esta apoyado en cojinetes de baja fricción. El estator se balancea con el rotor parado. El par ejercido en el estator con el rotor girando se mide balanceando el estator con pesos, bandas elásticas, medios neumáticos – hidráulicos o galgas extensiométricos.

$$M = F \times b \quad | \quad [1.2]$$

La potencia P entregada por el motor y absorbida por el dinamómetro es el producto del par y la velocidad angular:

$$P = 2 \times \pi \times r \times n \times M \quad [2.2]$$

Donde n es la velocidad de rotación del cigüeñal. En unidades SI:

$$P(\text{kW}) = 2 \times \pi \times n \left(\frac{\text{rev}}{\text{s}} \right) T(\text{Nm}) \times 10^{-3} \quad [2.3]$$

Figura 1.2. Esquema del Principio de Operación de Un Freno Dinamométrico.

Note que el par es la medida de la capacidad de un motor para realizar trabajo; la potencia es la velocidad (o tasa) a la que se realiza el trabajo. La potencia de un motor medida como se describió atrás se llamada potencia efectiva o al freno P_e .

2.3 RENDIMIENTO MECÁNICO

Como es sabido parte del trabajo o potencia indicados por ciclo son usados para expulsar los gases de escape e inducir la carga fresca. Una porción adicional se usa para vencer para vencer la fricción de los cojinetes, pistones y otros componentes mecánicos del motor y para impulsar sus accesorios. Todo éstos requerimientos de potencia se agrupan y son llamados potencia de fricción P_f .

fig0008.gif

fig0009.gif

Puesto que la potencia de fricción incluye la potencia requerida para bombear el gas hacia dentro y fuera del motor, el rendimiento mecánico depende de la posición de la mariposa así como del diseño y velocidad del motor. Para motores de automoción, algunos valores típicos del rendimiento mecánico a plena carga son cerca del 90% para regimenes en torno a 1800 – 2400 rpm, disminuyendo al 75% cuando el motor alcanza la

máxima velocidad nominal. A medida que se rebaja la carga en el motor, disminuye el rendimiento mecánico, llegando a valer cero eventualmente en operación al ralentí.

2.4 PRESIÓN MEDIA EFECTIVA

Es de claro conocimiento, que el par es una medida que tiene un motor para realizar trabajo, sin embargo éste depende del tamaño del motor. Para lograr un valor normalizado que permita comparar la capacidad del diseñador en motores de diferentes tamaños, normalmente se define una cantidad llamada presión media efectiva (pme). La pme es una medida muy útil del funcionamiento relativo del motor y se obtiene dividiendo el trabajo por ciclo por el volumen desplazado en el cilindro por ciclo.

$$\text{Trabajo por ciclo} = \frac{P \times i}{i} \quad [5.2]$$

Donde i es el número de revoluciones del cigüeñal por cada carrera de potencia por cilindro (dos para cuatro tiempos; uno para dos tiempos), por lo tanto:

$$pme = \frac{P \times i}{V_d \times n} \quad [7.2]$$

Para unidades SI,

$$pme \text{ (kPa)} = \frac{P \text{ (kW)} \times 10^3}{V_d \text{ (cm}^3 \times \frac{\text{rev}}{s})} \quad [7.2']$$

La presión media efectiva puede ser expresada también en terminas del par usando:

$$pme \text{ (kPa)} = \frac{9.28 \times i \times M \text{ (N.m)}}{V_d \text{ (dm}^3)} \quad [3.2]$$

2.5 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE Y RENDIMIENTO

Antes de hacer referencia a estas dos variables, es de notar que el GN posee un mayor contenido energético por unidad de masa, esto indica que la operación del vehículo con este combustible debería ser más eficiente que con gasolina, no obstante, no es así debido a que el motor es una maquina de desplazamiento volumétrico. En otras palabras, un vehículo debería tener un consumo específico de combustible más bajo, o sea recorrer una mayor distancia con GN que con gasolina, pero únicamente ocurrirá esto si el motor ha sido diseñado y optimizado para este combustible en particular. Cuando motor

dedicado a gasolina se convierte a GN no se percibe este incremento en la eficiencia del motor.[3]

$$p_{me}(\text{Pa}) = \frac{0.28 \times i \times M(\text{kg})}{V_c(\text{dm}^3)} \quad [3.2]$$

Con unidades:

$$\eta_{ef} \left(\frac{\eta}{\text{kWh}} \right) = \frac{\dot{W}}{P(\text{kW})} \quad [3.2]$$

Lo más deseable es alcanzar bajos valores del consumo específico de combustibles. Para MEP los mejores valores del consumo específico de combustible están de los 270 g/kW-h. Para motores de encendido por compresión, los mejores valores son más bajos y en los motores más grandes pueden estar por debajo de los 200 g/kW-h.

El consumo específico de combustible tiene unidades, sin embargo existe un parámetro adimensional que relaciona el rendimiento deseado del motor (trabajo o potencia por ciclo) con la entrada necesaria (flujo de combustible), lo que daría un valor mas representativo. La relación entre el trabajo producido y la cantidad de energía del combustibles suministrado que puede ser liberada en el proceso de combustión se usa comúnmente para este propósito. Es una medida de la eficiencia o rendimiento del motor. La energía del combustible suministrado que puede ser liberada por combustión está dada por el producto entre el flujo másico de combustible y su poder calorífico másico inferior. El poder calorífico de un combustible, H_C , se define su contenido de energía. Es determinado en un procedimiento de ensayo estandarizado en el que una masa conocida de combustible se quema completamente con aire, y la energía térmica liberada por el proceso de combustión es absorbida por un calorímetro a medida que los productos de combustión se enfrían a su temperatura original.

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{m} \times \left[\left(\frac{P_{xi}}{r} \right) \times H_C \right]} = \frac{\dot{W}}{\dot{m} \times I_C} \quad [10.2]$$

$$\eta = \frac{I}{\dot{m} \times H_C} \quad [11.4]$$

O con unidades:

fig0018.gif

Los poderes caloríficos típicos para los combustibles comerciales usados en los motores están en el rango de 42 a 44 MJ/Kg, aclarando que el poder calorífico del gas natural es del orden de 50 MJ/Kg. Así, el consumo específico de combustible es inversamente proporcional al rendimiento de conversión de combustible. Note que la energía del combustible suministrado al motor por ciclo no es completamente liberada

como energía térmica en el proceso de combustión porque el proceso real de combustión es incompleto. Cuando hay suficiente aire presente en el cilindro para oxidar el combustible completamente, la mayoría (cerca del 96%) de esta energía del combustible suministrado es transferida como energía térmica al fluido de trabajo. Cuando no hay suficiente aire presente para oxidar el combustible completamente, la falta de oxígeno evita liberar completamente la energía del combustible suministrado.

2.6 RELACIONES AIRE – COMBUSTIBLE Y COMBUSTIBLE – AIRE

$$\text{Relación aire - combustible} \left(\frac{A}{F} \right) = \frac{m_a}{m_f} \quad [13.2]$$

$$\text{Relación = aire - combustible} \left(\frac{A}{F} \right) = \frac{m_f}{m_a} \quad [14.2]$$

2.7 RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO

Es importante recalcar que para un MEC que opera a gas natural, la aceleración y la potencia máxima que se puedan obtener en el vehículo es función de la densidad del vapor de combustible y su poder calorífico. El gas natural a las condiciones del múltiple de admisión tiene menor densidad que el vapor de gasolina, como resultado de esto, el GN desplaza aire (reduce su presión parcial) introduciendo menos cantidad de aire por ciclo en el cilindro afectando el rendimiento volumétrico. Esto debido a que los combustibles gaseosos ocupan mayor volumen que los combustibles líquidos, inhibiendo así la entrada de aire fresco al cilindro durante la carrera de admisión, debido a que el GN esta compuesto mayoritariamente por metano, al pasar de gasolina a GN, se reduce la densidad de la mezcla estequiométrica cerca de un 10%. En un motor real, la potencia también se ve afectada por el dosado absoluto, el rendimiento volumétrico y el rendimiento térmico efectivo, entre otros.

$$\eta_v = \frac{P_{ind} \times \eta_m}{P_{ad} \times V_c \times N} \quad [15.2]$$

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a \times V_c} \quad [15.2]$$

El rendimiento volumétrico se usa como una medida de la capacidad de llenado del cilindro durante el proceso de renovación de la carga en un motor de cuatro tiempos. Se define como la relación entre el flujo másico de aire que entra al cilindro durante el

funcionamiento del motor y el flujo másico de aire que sería desplazado en condiciones teóricas por el motor a las condiciones de entrada:

¹

Tipo de combustible, dosado, fracción de combustible vaporizado en el sistema de admisión y energía de vaporización del combustible.

Temperatura de la mezcla

la relación entre la presión de admisión y de escape

la relación de compresión

la velocidad del motor

diseño de colector y puerto de admisión y escape

geometría, tamaño, levantamiento y sincronización de las válvulas de admisión y escape.

2.8 EFECTO TIPICO DEL COMBUSTIBLE Y EL DOSADO

En los MEP la presencia del combustible gaseoso (y vapor de agua) en el sistema de admisión reduce la presión parcial del aire por debajo de la presión de la mezcla. Para mezclas de aire, vapor de agua y combustible gaseoso, se puede escribir la presión en el colector de admisión como la suma de las presiones parciales de cada componente, en el Capítulo tres se tratara este aspecto de forma mas detallada.

Para combustibles líquidos es menor la influencia en la caída de presión en la admisión (y por tanto en el rendimiento volumétrico), generalmente también ocupan un volumen muy pequeño del sistema de admisión, lo que permite que entre más aire. Lo contrario ocurre para los combustibles gaseosos como el GNV, ya que requiere entre un 4% y un 15 % del volumen del colector de admisión durante su inyección. En teoría este hecho produce una caída de potencia en torno al 9,5% (se puede comprobar para un dosado relativo del 1 con CH₄) que es muy difícil de recuperar (Maxwell, T. Et al [3], [4] veamos:

La combustión estequiométrica del metano sería:

Para ver cuanto volumen desplaza el combustible respecto de la mezcla de aire – combustible, sacamos la siguiente relación:

$$\frac{\text{Moles } \text{C}_4}{\text{Moles mezcla}} = \frac{1}{1 + 2 \times 14,7731} = 0,035 \quad [12.2]$$

Lo que significa que por cada 100 unidades de mezcla que se tenga, el combustible

¹ fig0023.gif

requiere 9,5 partes de ese volumen.

2.9 FRACCIÓN DE COMBUSTIBLE VAPORIZADO, CALOR DE VAPORIZACION Y TRANSFERENCIA DE CALOR

La ecuación de conservación de la energía para un flujo estacionario a presión constante con evaporación de combustible líquido con transferencia de calor se puede expresar:

$$\left[\dot{m}_a \times h_a - (\dot{m}_a - \dot{m}_e) \times \dot{m}_a \times h_{a,e} - \dot{m}_e \times \dot{m}_a \times h_{e,v} \right] = \dot{Q} + (\dot{m}_a \times h_a - \dot{m}_e \times h_{e,v})_e \quad [20.2]$$

Considerando las pérdidas de calor que ocurren realmente al momento de la vaporización del combustible, el metanol por ejemplo logra enfriar la mezcla hasta en 30 °C. En la práctica existe calentamiento; además, el combustible no se alcanza a evaporar completamente antes de entrar al cilindro. Los datos experimentales muestran que una disminución de la temperatura del aire que acompaña la evaporación del combustible líquido tiene un efecto mayor que la reducción de la presión parcial del aire en la admisión debido al estado en fase de vapor del combustible.

Esto presenta una desventaja del GNV (y en general de los combustibles inyectados en estado gaseoso) respecto a los combustibles líquido. No obstante, el DOE (Departamento de Energía de los Estados Unidos) ha financiado un estudio reciente en el que se ha investigado la posibilidad de mejorar el rendimiento volumétrico del motor aprovechando mediante un intercambiador de calor en la admisión, el enfriamiento que se produce debido al efecto Joule Thompson en la etapa de reducción de la alta presión (de 200 bar a 7 bar aproximadamente). Según los resultados obtenidos por Yacoub, et al, mediante una simulación numérica (aproximación teórica) se logra mejor el rendimiento volumétrico entre el 1% y 2,5% según las condiciones de operación del motor.

2.10 EMISIONES ESPECÍFICAS E ÍNDICE DE EMISIONES [2]

Los niveles de emisiones de óxido de nitrógeno (óxido nítrico, NO, dióxido de nitrógeno, NO₂, usualmente agrupados como NO_x), monóxido de carbono (CO), hidrocarburo sin quemar (HC), y las partículas son características importantes del funcionamiento de un motor.

Las concentraciones de emisiones gaseosas en los gases de escape del motor son medidas usualmente en partes por millón o porcentajes por volumen (que corresponde a

la fracción molar multiplicada por 10^6 o por 10^2 , respectivamente). Las emisiones específicas son las relaciones del flujo másico de contaminante por unidad de potencia de salida, por ejemplo para los NOx:

$$NO_x = \frac{\dot{m}_{NO_x}}{P} \quad [21.3]$$

Al igual que en casos anteriores, se pueden definir las emisiones específicas efectivas o al freno y las indicadas. Las unidades de uso común son, g / kW – h y g / hp – h, que es lo que usualmente aparece en las normativas técnicas de emisiones contaminantes para motores grandes, ya que para vehículos pequeños que se prueban en banco de dinamométrico de rodillos, intentando reproducir ciclos de conducción típicos de cada ciudad, las emisiones específicas se expresan en unidades de gramos de contaminantes por kilómetro recorrido.

Alternativamente a las emisiones específicas, se suelen usar los índices de emisiones de la siguiente manera:

$$NO_x = \frac{\dot{m}_{NO_x} \left(\frac{g}{s} \right)}{m_i \left(\frac{kg}{s} \right)} \quad [22.2]$$

Con expresiones similares para CO, HC, y partículas.

RELACIONES ENTRE LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO

La importancia de los parámetros definidos para evaluar el desempeño del motor en las secciones anteriores se vuelve evidente cuando la potencia, el par y la presión media efectiva se expresan en términos de estos parámetros. De las definiciones de la potencia del motor, presión media efectiva, el rendimiento de conversión de combustible, la relación combustible / aire (en adelante dosado), y el rendimiento volumétrico, se pueden desarrollar las siguientes relaciones entre los parámetros de funcionamiento del motor. Para la potencia P:

$$P = \eta_m \times \eta_c \times \eta_v \times H_u \times \left(\frac{m}{s} \right) \quad [23.1]$$

Para motores de cuatro tiempos, se puede introducir el término de rendimiento volumétrico:

$$\eta_v = \frac{\eta_c \times \eta_m \times V_d \times \eta_v \times \rho_a \times \left(\frac{m}{s} \right)}{2} \quad [23.2]$$

Para el par M:

$$M = \frac{\eta_f \times \eta_v \times V_d \times H_c \times \rho_{g_1} \times \left(\frac{F}{A} \right)}{4 \times n} \quad [25.2]$$

Para la presión media efectiva:

$$PME = \eta_f \times \eta_v \times H_c \times \rho_{g_1} \times \left(\frac{F}{A} \right) \quad [25.2]$$

La potencia por unidad de área del pistón, comúnmente llamada potencia específica, es una medida del éxito del diseñador del motor en el uso del área disponible del pistón para cualquier tamaño del cilindro. La potencia específica es

$$\frac{P}{A_p} = \frac{\eta_f \times \eta_v \times n \times \pi \times H_c \times \rho_{g_1} \times \left(\frac{F}{A} \right)}{2} \quad [27.2]$$

La velocidad lineal media del pistón puede ser introducida con la ecuación (3.9) para dar:

$$\frac{P}{A_p} = \frac{\eta_f \times \eta_v \times \pi \times H_c \times \rho_{g_1} \times \left(\frac{F}{A} \right)}{4} \quad [28.2]$$

La potencia específica es pues, proporcional al producto de la presión media efectiva y la velocidad lineal media del pistón.

Componente, % En Volumen	
CH ₄	97,7
C ₂ H ₆	0,4
C ₃ H ₈	0,1
C ₄ H ₁₀	0,1
C ₅ H ₁₂	-
N ₂	1,4
O ₂	0,3
Peso Molecular	15,85
Densidad, Kg/m ³	0,732
Densidad Relativa	0,567
PCS, Kwh/m ³ (n)	10,96
PCI, Kwh/m ³ (n)	9,86
LII, % Volumen de Gas en Aire	5,00
LSI, % Volumen de Gas en Aire	15,20
Indice de Wobbe Kwh/m ³ (n)	14,55

Estas relaciones ilustran la importancia directa para el motor de:

El elevado rendimiento de conversión del combustible

El elevado rendimiento volumétrico

El incremento en el rendimiento de un motor con un desplazamiento dado mediante el aumento de la densidad del aire en la admisión

La máxima relación combustible / aire en el motor

La alta velocidad media del pistón

CAPITULO 3 INCIDENCIA DE LAS CONDICIONES ATMOSFERICAS EN LOS PARAMETROS DE DISEÑO Y OPERACIÓN DE MOTORES [1] , [2]

Colombia por ser un país de múltiples climas (Pisos Térmicos), las condiciones de operación de los motores son diversas y presentan diferentes variaciones en la máxima eficiencia de estos; es por esto que las condiciones atmosféricas juegan un papel muy importante en el desempeño mecánico y ambiental de los motores de encendido provocado (MEP), convertidos a gas natural.

Es así como la Presión, la Humedad Relativa y la Temperatura del sitio de operación del motor actúan directamente sobre el flujo másico de aire inducido en el motor lo cual ocasiona una pérdida de potencia en relación a las condiciones de operación óptima de estos.

La importancia de los parámetros definidos para evaluar el desempeño del motor en el Capítulo 2, se vuelve evidente cuando la potencia, el par y la presión media efectiva se expresan en términos de estos parámetros. De las definiciones de la potencia del motor (P [1.2]), presión media efectiva (P_m [7.2]), el rendimiento de conversión de combustible [10.2], la relación combustible/aire (en adelante dosado relativo) (P_r [14.2]), y el rendimiento volumétrico (P_v [15.2]).

Si nos detenemos en la expresión de rendimiento de combustible (Ec [10.2]), esta es función de la (Potencia, Poder Calorífico del Combustible y Flujo Masico de Combustible)

$$\eta_f = \frac{P}{\dot{m} \times H_C} \text{, Reorganizandola en Función de : } P = \eta_f \times \dot{m}_f \times H_C$$

Donde:

$$P = \eta_f \times \frac{F}{A} \times \dot{m}_a \times H_C$$

Si nos apoyamos en la ecuación general para el Rendimiento Volumétrico [15.2], que esta dada por:

$$\eta_v = \frac{i \times \dot{m}_a}{\rho_{a,i} \times V_d \times n} \text{, Despejando } \dot{m}_a \text{ Tenemos: } \dot{m}_a = \frac{\eta_v \times \rho_{a,i} \times V_d \times n}{i}$$

$$P = \frac{\eta_f \times \eta_v \times n \times V_c \times H_C \times \rho_{a,i} \times \left(\frac{F}{A} \right)}{i} \quad [23.2]$$

3.1 EFECTO DE LAS CONDICIONES ATMOSFERICAS EN EL DESEMPEÑO MECANICO DEL MOTOR [1] , [2]

Bajo este titulo nosotros podremos examinar los efectos en la variación en temperatura, presión y humedad, como es lógico la combinación de estos tres factores cuando ocurre un cambio de altitud.

Sin olvidar que la densidad del aire es función de la presión atmosférica y de la temperatura del lugar, podemos hacer uso de la siguiente expresión que muestra la densidad del aire en función de P_{amb} y T_{amb} , haciendo una salvedad en la siguiente ecuación se esta tomando el aire como gas perfecto:

$$\rho_a \left[\frac{Kg}{m^3} \right] = \frac{3,483 \times P(kPa)}{T(^{\circ}K)} \quad [2.3]$$

Si queremos ser más rigurosos, y de manera especial para el caso colombiano por ser un país tropical con humedades relativas altas debemos introducir el efecto de la humedad relativa en el desempeño mecánico y ambiental de cualquier motor. Este aspecto solamente se ilustra para efectos teóricos, ya que la finalidad de esta monografía es la incidencia de la altura sobre el desempeño mecánico y ambiental del motor.

Normalmente el aire no es seco y este contiene vapor de agua cuya cantidad depende de la temperatura y del grado de saturación, la humedad relativa es la relación entre la presión parcial del vapor de agua presente en la mezcla con el de la presión de saturación del agua a la temperatura de la mezcla:

$$\phi = \frac{P_v}{P_g} \quad [2.3]$$

Para mezclas de aire, vapor de agua, y combustibles gaseosos evaporados, nosotros podemos usar la ley de Dalton (Presiones Parciales):

Donde.

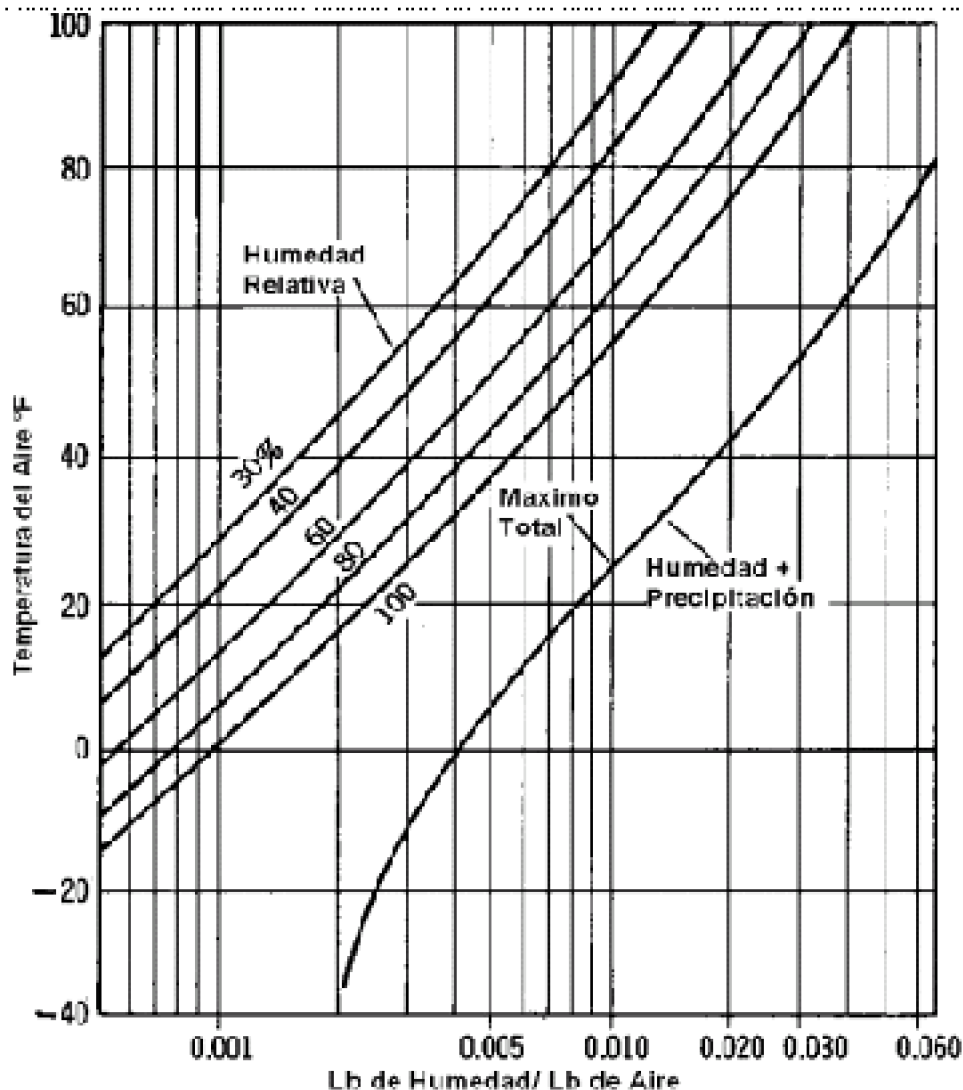
Si consideramos cada especie en las proximidades de un gas perfecto, nosotros podemos escribir la siguiente expresión:

$$\frac{P_s}{P} = \frac{P_s}{P_a + P_f + P_v} = \frac{M_s/29}{M_s/29 + M_f/m + M_v/18} = \frac{1}{\left(1 + F_f \times \frac{29}{m} + 1.6 \times h\right)} \quad [5.3]$$

Partiendo de de la ley de los gases:

$$P_s = \frac{29 \times p_s}{R \times T_i} = \frac{29 \times p_f}{R \times T_i} \times \left(\frac{1}{1 + F_f \times \left(\frac{29}{m} \right) + 1.6 \times h} \right) \quad [6.3]$$

a figura 2.3 muestra los valores del factor de corrección para la ecuación [6.3] para combustibles típicos sobre el intervalo de interés de trabajo.



En la figura 2.3 las curvas del octano pueden ser tomadas como curvas representativas para la gasolina. Es importante recalcar que en regiones donde se

tenga humedades relativas altas, haciendo uso de motores carburados y combustibles de bajo peso molecular este factor no puede ser despreciado.²

Podemos concluir que tanto la ecuación de potencia [28.2] y la ecuación de eficiencia volumétrica [15.2], pueden ser corregidas por el factor que se encuentra entre paréntesis en la ecuación [6.3].

² Es por esta razón que el efecto humedad es importante para el caso Colombiano y debe ser propuesto como un trabajo de investigación futura el cual se sale del alcance de los objetivos de esta monografía

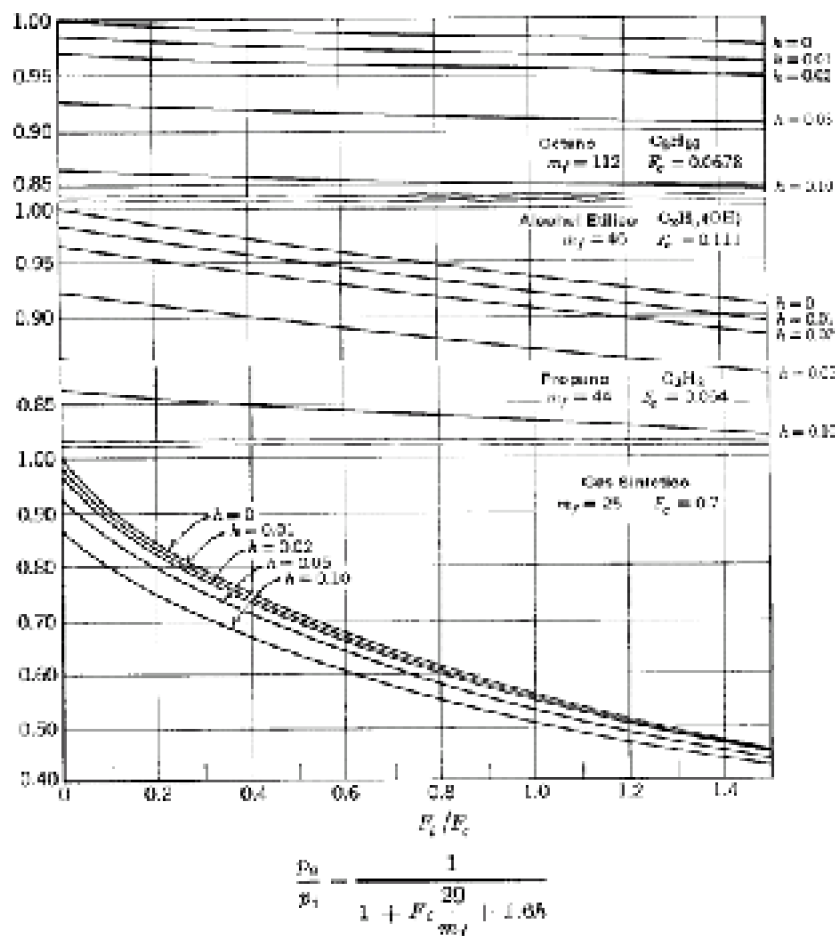


Figura 2.3 Relación Presión del Aire/Presión Total en Mezclas Combustible-Aire-Vapor de Agua: = Presión del aire; = Presión Total; = Masa Combustible Vaporizado / Masa de Aire Seco; = Masa de Vapor de Agua / Masa de Aire Seco. [1]

3.1.1 Efectos de los Cambios en la Presión Atmosférica y Temperatura

En vista que la revisión biblioFigura no arrojo fuentes bien precisas sobre el efecto de estas dos variables y otras más en el desempeño de un motor de encendido provocado, podemos asumir que , y permanecen constante, mientras la presión barométrica y la temperatura cambian.

En motores Diesel es cero en todos los casos. En motores carburados el cambio de es debido a los cambios de presión atmosférica, los cuales podrían ser menor después que el motor adquiere niveles de calentamiento aceptables.

3.1.1.1 Efectos de la Humedad Atmosférica

Los efectos de la humedad en el perfeccionamiento o en el mejor desempeño de motores de encendido provocado (MEP) son complicados por que de hecho el cambio en la humedad afecta todos y cada uno de los siguientes parámetros:

Densidad del aire de entrada.

Relación combustible/aire.

Eficiencia térmica indicada.

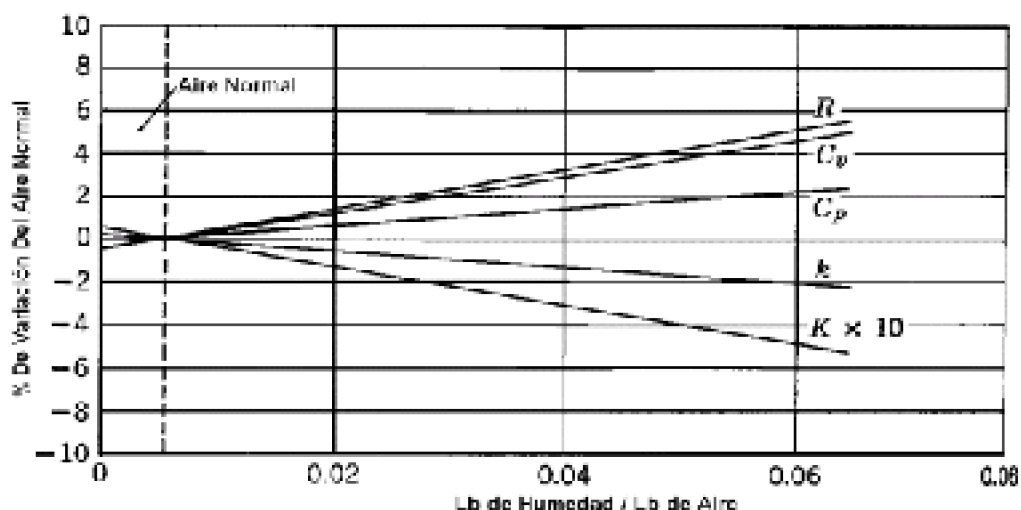
Eficiencia volumétrica.

Limite de detonación.

El efecto sobre la relación aire/combustible en motores carburados depende, por supuesto, del comportamiento del carburador. También es conocido que el paso de un flujo de gases a través del carburador, ocasionan una caída de presión, la cual depende de la densidad, pesos moleculares, y las relaciones de calores específicos de lo gases. Los cambios en las características del aire como la densidad se pueden observar en la figura 3.3. Una aplicación de estas relaciones esta dada por la expresión:

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{(1 - 1.6 \times h_2)^{3/4}}{(1 + 1.6 \times h_1)} \quad [3]$$

Donde:



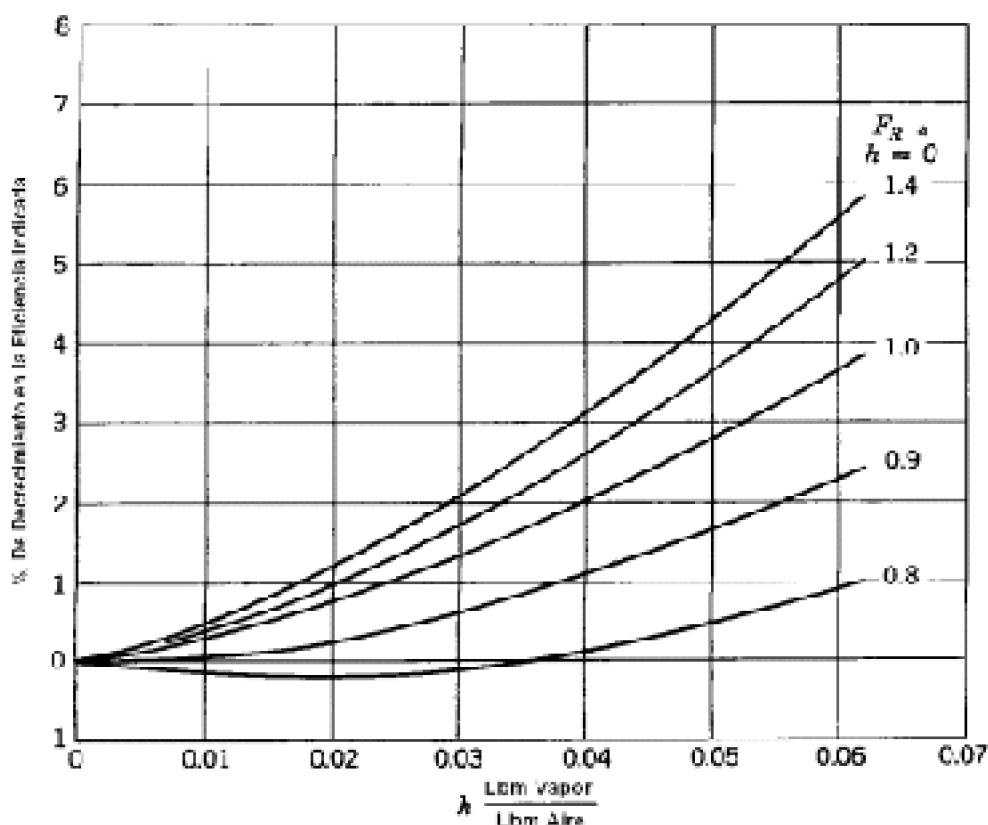
Es la humedad absoluta del aire referida a las condiciones 1 o 2.

La eficiencia térmica indicada podría, por supuesto variar con la relación aire combustible, pero también se ve afectada por la influencia del vapor de agua sobre las características termodinámicas de los gases antes y después del proceso de combustión (ver figura 3.3). Es también conocido que el vapor de agua decae y vuelve lento el proceso de combustión además que el vapor de agua incrementa su calor específico, reduciendo la eficiencia del ciclo del aire, por lo que debe adelantarse el grado de avance cuando la humedad se incrementa.

La eficiencia volumétrica se ve afectada por el cambio en la velocidad del sonido causado por los cambios en la humedad. Pero para el caso Estdinense [1] en los rangos usuales de operación, este efecto puede ser no tomado en cuenta debido a que es pequeño y despreciable; para el caso Colombia es al contrario y los cambios que ocasiona la humedad relativa no se pueden despreciar debido a sus altas humedades relativas.

En la figura 4.3 se puede observar la variación de la eficiencia térmica indicada vs. Humedad absoluta, esta Figura fue construida teniendo en cuenta lo siguiente:

No hay reajuste en el grado de avance ni tampoco en el carburador.

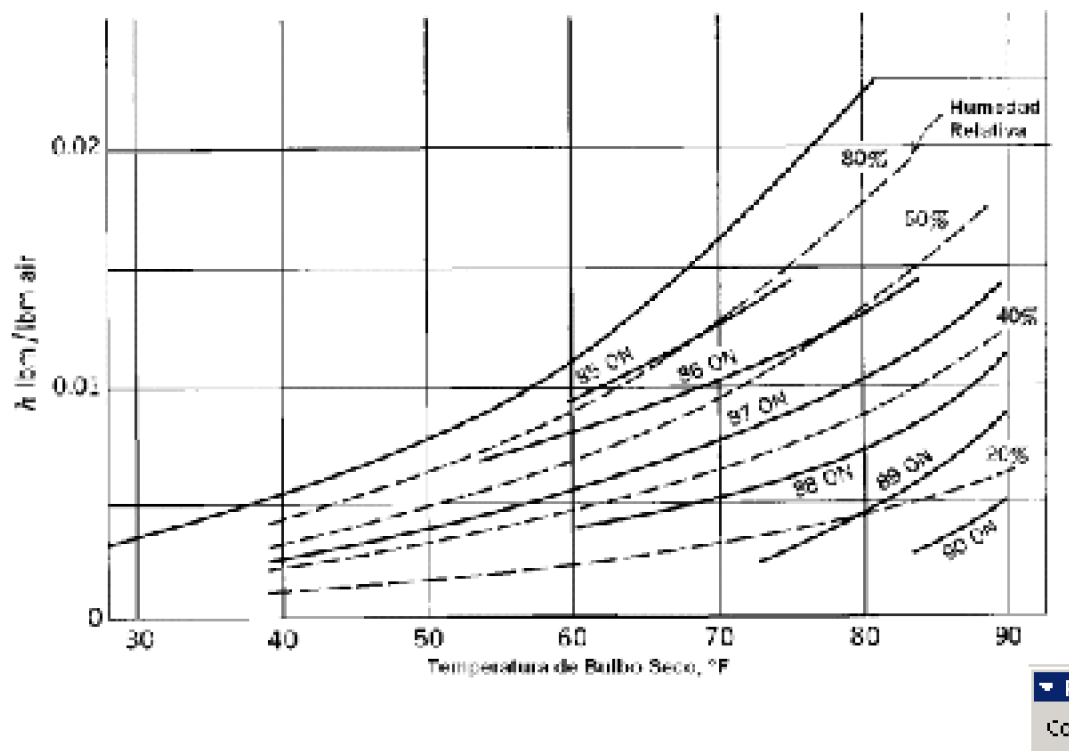


No se encuentra involucrada la detonación.

La caída en la eficiencia cuando la humedad absoluta se incrementa podría reducirse, mediante un reajuste en el carburador y grado de avance, pero hay que ser muy claros estos reajustes no son función de la variación de la humedad, el efecto de la humedad sobre la Presión Media Efectiva Indicada, podría ser el mismo que el efecto

sobre la eficiencia indicada.

3.1.1.2 Efecto de la Humedad en la Detonación



figura

Si se fija un grado de avance, teniendo en cuenta que la elección de este actúa como un supresor del (cascabeleo) knocking, respecto a los incrementos de humedad, es necesario incrementar la presión de entrada del aire en el carburador, mediante la abertura de la válvula de mariposa. La abertura de la válvula de mariposa es posible únicamente si esta no está totalmente abierta respecto a condiciones de baja humedad. Esta situación generalmente es predominante en máquinas turboalimentadas (motores de avión), a bajas altitudes, pero no en las de otro tipo. Pero en máquinas no turboalimentadas esta solución no es posible en todos los casos, ya que no se puede hacer uso del punto de (no cascabeleo) antiknocking, debido que este se mueve con los cambios de humedad relativa, y la puesta a punto de la abertura de la válvula de mariposa es afectada por la humedad.

Debido a que el número de octano del GN es mayor que el de la gasolina ($127 < NO < 130$), también sucede que la velocidad de quemado del combustible es menor, es decir, necesita más tiempo para quemarse completamente la mezcla aire-combustible. Este fenómeno hace necesario adelantar la chispa cuando el motor de gasolina esté trabajando con GN. Por que de lo contrario nos alejaríamos del MBT³. Debe aclararse que las primeras etapas de combustión del GN son endotérmicas y que además el GN al

³ El instante óptimo para que se produzca la chispa es aquel que da el máximo par al freno MBT

tener estructura molecular en forma tetraédrica lo hace muy estable, lo que implica que se requiera mayor energía de ignición para encenderlo. Estos dos elementos en suma hacen que el período de desarrollo de la llama, desde que salta la chispa hasta que se produce un frente que pueda autopropagarse, es más largo que para la gasolina. Una vez se produce este frente de llama, su velocidad de combustión, en condiciones de mezcla estequiométrica es prácticamente igual al de la gasolina.

3.2 Efecto de la Altitud [2], [3]

Teniendo en cuenta que la finalidad de esta monografía es evidenciar el efecto de la altitud en motores de encendido provocado (MEP), convertidos a gas natural. A continuación se muestra el efecto de la altitud sobre la densidad mediante una pequeña simulación, como ya se ha mencionado anteriormente a medida se incrementa la altura sobre el nivel del mar. La densidad del aire disminuye. Como ejemplo, aplicando la ley de gases perfectos al aire en diferentes ciudades de Colombia, y apoyándonos en la ecuación [3,2] tendríamos:

$$\rho_a \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right] = \frac{3,483 \times P(\text{kPa})}{T(^{\circ}\text{K})} = \frac{P_{a-b}}{R_{\text{aire}} \times T_{\text{amb}}} \quad | \quad [3,3]$$

Siendo $R_{\text{aire}} = 287 \text{ J/Kg} \cdot ^{\circ}\text{K}$ se podría promediar las condiciones ambientales de cinco ciudades representativas; donde se podrá evidenciar el efecto de la altura sobre la potencia indicada del motor.

Tabla 1.3. Efecto de la Altitud en la Perdida de Potencia de un MEP [2] ,[3]

Ciudad	Altura s.n.m	P _{amb} (mbar)	T _{amb} (°C)	Densidad del aire Kg/m ³	Perdida de Potencia (%)	Potencia (kW) ⁴
Barranquilla	0	1013	30	1,1643	0	71,28
Bucaramanga	960	909	25	1,0623	8,76	65,04
Calí	991	905	26	1,0541	9,47	64,54
Medellín	1475	853	24	1,0002	14,09	61,24
Manizales	2150	792	18	0,9478	18,59	58,03
Bogotá	2600	752	17	0,9031	22,44	55,29

⁴ Calculada con la ecuación [28.2], suponiendo como único dato variable en la ecuación el valor de la densidad del aire (ρ_a)
 $V = 0,8$; $\phi_f = 0,3$; $V_d = 2000 \text{ cc}$; $n_m = 5000 \text{ rpm}$; $F_{abs} = 1/14,7$; $H_C \text{ Gas Natural} = 45000 \text{ Kj/Kg}$; $i = 2$) [2], [3]

Existe una pérdida de potencia de 8,76% en Bucaramanga, 9,47% en Calí, 14,09% en Medellín, 18,59% en Manizales y un 22,44% en Bogotá, respecto a Barranquilla, únicamente por efecto de la densidad, en la práctica, las pérdidas son mayores (dependiendo del estado del motor, pueden llegar a ser el doble), debido principalmente a que los demás parámetros de la ecuación se ven seriamente afectados con la altitud. El rendimiento de combustible tiende a disminuir por el efecto de la densidad, y el rendimiento de combustible cae debido a la influencia de la transferencia de calor y al empeoramiento en el proceso de combustión. (Ver figura 6.3)

fig012.gif

3.2.1 Efecto de la Altitud Sobre la Presión Atmosférica

La altitud afecta la presión atmosférica de cualquier sitio en particular, partiendo de las siguientes hipótesis:

Columna de aire isoterma

Comportamiento del aire como gas ideal

$P(z=0) = 101235 \text{ Pa}$

Partiendo de la ecuación de estática de fluidos, para un elemento de un fluido en reposo (aire) y haciendo uso de las ecuaciones de Naviers – Stokes en forma tensorial, en las tres dimensiones X,Y y Z, tenemos:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad | \quad [9.3]$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad [10.3]$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = -\gamma \quad | \quad [11.3]$$

De las ecuaciones [9.3] y [10.3] deducimos que no existen variaciones de las presiones en las direcciones X y Y para dos puntos ubicados a la misma elevación en la masa fluida, en reposo tienen la misma presión. Esta es la denominada Ley de Pascal de las ecuaciones [9.3], [10.3] y [11.3] vemos que la presión solo varía con Z, por lo tanto de la ecuación [11.3] se tiene:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = -\gamma \quad [11.3]$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = -\rho g \quad | \quad [11.3']$$

$$\frac{dp}{p} = -\frac{dz}{R_a \times T} \times g \quad [12.3]$$

Estableciendo límites de integración se tiene:

$$\int_{p_1}^p \frac{dp}{p} = -\frac{g}{R_a \times T} \int_{z_1}^z dz \quad [13.3]$$

Integrando a ambos lados respecto a la presión y la altura (Z) obtenemos:

$$\ln\left(\frac{p(z)}{101325Pa}\right) = -\frac{g}{R_a \times T} \times z \quad [14.3]$$

Despejando la presión atmosférica en función de la altura se tiene:

$$p(Z) = 101325Pa \times e^{\left(-\frac{g \times z}{R_a \times T}\right)} \quad [15.3]$$

Haciendo uso de la ecuación [15.3], se puede evidenciar como es el cambio de la presión atmosférica en relación a la altitud (Z). la figura 7.3 muestra la influencia en el cambio de la altitud sobre la presión atmosférica de un sitio determinado a una altura Z dada.

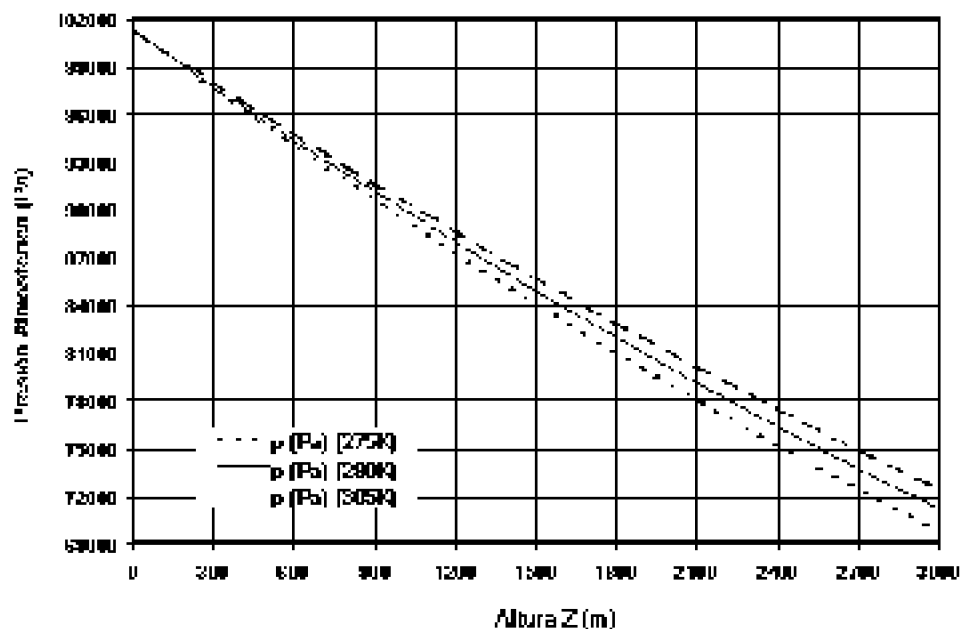


Figura 7.3. Efecto de la Altitud Sobre la Presión Atmosférica en Función de la Altura

3.2.2 Efecto de la Altitud Sobre la Composición del Aire ⁵.

El cambio en la altitud afecta la composición del aire, en el caso de motores y cualquier sistema en donde participen un combustible y un comburente en nuestro caso el aire, del cual solo el oxígeno participa en los fenómenos de combustión, lo cual hace imperativo analizar el efecto de la altitud sobre la composición volumétrica del aire y en especial el cambio en la fracción volumétrica del oxígeno que a condiciones del nivel del mar es de 0,21, siendo la condición donde más abundancia de oxígeno puede tener el aire.

La ecuación [16.3] relaciona la fracción parcial volumétrica de un componente en función de la altitud

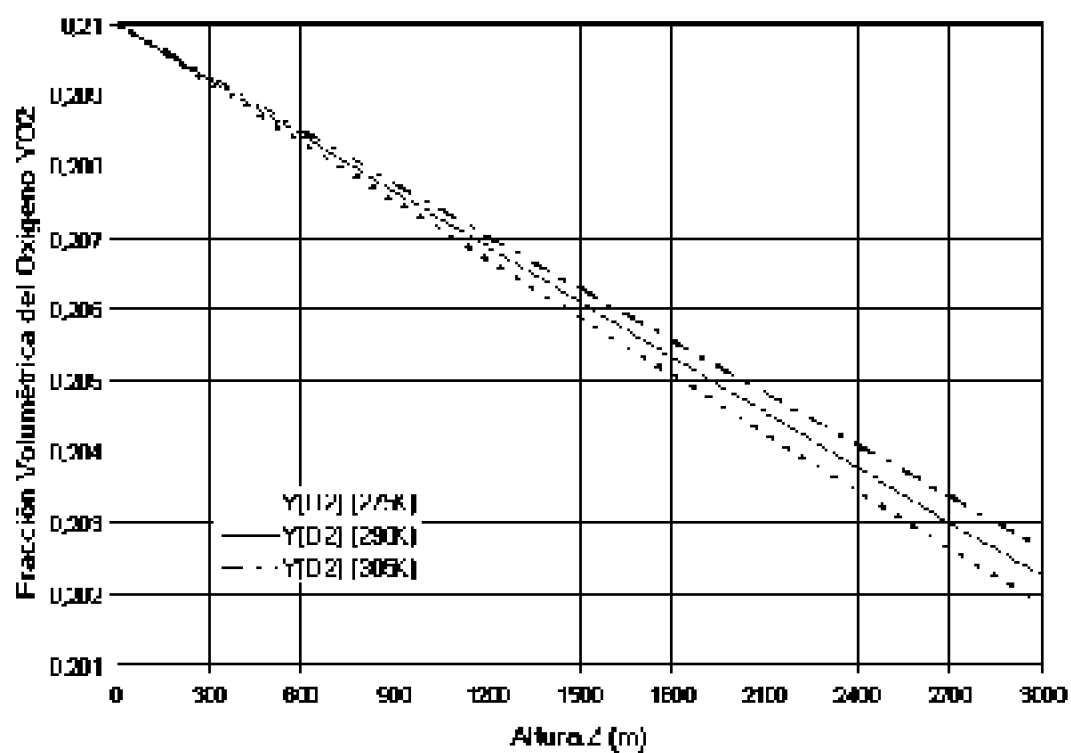
$$y_i = y_{oi} e^{-1.2 \times 10^{-3} \cdot \frac{Z}{T} (M_i - M_a)} \quad [16.3]$$

Donde:

Haciendo uso de la ecuación [16.3] se puede evidenciar el efecto que ejerce el cambio en altura (Z) sobre la fracción volumétrica parcial de un componente i en el aire, para nuestro interés ilustraremos mediante la figura [7.3] el efecto o la influencia del cambio de altitud sobre la composición volumétrica del oxígeno presente en el aire a una condición de altura Z dada.

Figura 7.3. Efecto de la Altitud Sobre la Composición Volumétrica del Oxígeno en Función de la Altura

⁵ Aporte Realizado por el Profesor Andrés Amell Arrieta Coordinador de la Especialización en Combustibles Gaseosos
Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía Facultad de Ingeniería - Universidad de Antioquia
Medellín - Colombia. e - mail: grupogas@udea.edu.co



CAPITULO 4 DISEÑO DE EXPERIMENTOS – FUNDAMENTOS TEORICOS [1] CONSIDERACIONES ESTADISTICAS

4.1 Metodología Experimental

Con este experimento se pretende determinar cuáles variables tienen efecto estadísticamente significativo sobre el desempeño mecánico y ambiental de un motor convertido a funcionamiento bicomcombustible gasolina-gas natural, operando a diferentes alturas sobre el nivel del mar.

Dentro de los factores que se quieren analizar en el experimento, se encuentran:

Factor Principal: Presión atmosférica (2 niveles).

Factor Secundario: Régimen de funcionamiento (torque y RPM definidas) (10 niveles).(ver tabla 5.1)

La designación de los niveles para la experimentación es la siguiente:

Presión atmosférica: Nivel 1: Medellín (1600 m.s.n.m.)

Nivel 2: San Pedro (2300 m.s.n.m.⁶.)

Las hipótesis planteadas para nuestra experimentación son las siguientes:

Ho: El cambio de la presión atmosférica no afecta el desempeño de un motor convertido a gas natural.

Ha: El cambio de la presión atmosférica si afecta el desempeño de un motor convertido a gas natural.

Régimen de funcionamiento: ver tabla 4.1, la selección de los puntos de operación de esta tabla obedecen, al comportamiento típico de un motor bajo un patrón de manejo típico en una ciudad determinada, también esta selección obedece a experiencias propias del investigador y de fuentes bibliográficas las cuales fueron soporte para el normal desarrollo de esta monografía.

Tabla 1.4. Puntos de Funcionamiento Elegidos.

Nivel	Régimen de giro (RPM)	Torque (N-m)
1	900	0
2	1300	10
3	1400	15
4	1600	20
5	1800	25
6	2000	30
7	2200	40
8	2400	45
9	2600	50
10	3000	60

Variable de referencia: Consumo de combustible

Las variables que se consideran para caracterizar el desempeño mecánico son:

η_v (rendimiento volumétrico).

Dosado relativo.

Las variables consideradas para evaluar el desempeño ambiental son:

%CO

%CH₄

%CO₂

%NO_x⁷

⁶ m.s.n.m. Metros sobre el nivel del mar

⁷ En este trabajo no se tendrán en cuenta debido a que el analizador de gases no mide este componente.

Realizando los cálculos necesarios para estimar el tamaño muestral, utilizando la metodología sugerida por Montgomery [1], encontramos que el valor requerido para el número de réplicas es de 2.

A continuación se presenta la ficha técnica del experimento:

Tabla 2.4. Ficha Técnica del experimento

NOMBRE	DESCRIPCIÓN
MODELO	Factorial Multivariado
VARIABLE DE REFERENCIA	Consumo de Combustible
FACTOR PRINCIPAL	Presión Atmosférica
DESVIACIÓN ESTÁNDAR	$\sigma = 0.01 \text{ m}^3$
ERROR EXPERIMENTAL	$\sigma 0.01 \text{ m}^3$
NIVEL DE SIGNIFICANCIA	0.95 (95%)
POTENCIA DE LA PRUEBA	0.80 (80%)
GRADOS DE LIBERTAD	$v_1 = 1$
NUMERO DE REPLICAS	2

De acuerdo con el diseño experimental establecido, y basándonos en la teoría de Montgomery [1], en la tabla 4.3 se muestra la secuencia de programación de los experimentos tanto para la ciudad de Medellín y San Pedro, basados en el principio de aleatoriedad, se definió el siguiente orden para la realización de los experimentos. (Ver tabla 4.3)

4.2 PLANIFICACIÓN DEL EXPERIMENTO

Para una correcta ejecución de los ensayos, se presenta a continuación una guía que orienta a los participantes en las mediciones. Las acciones a realizar son:

Despejar las áreas aledañas a la zona de medición, para facilitar la movilización de los investigadores y evitar posibles accidentes

Inspeccionar las líneas de conducción de combustible para verificar la no existencia de fugas. Para el G.N.C (Gas Natural Comprimido). se sugiere utilizar el sensor de Metano y para la gasolina verificar visualmente que no haya fugas.

Instalar los dispositivos (equipos) requeridos según la medición a efectuar.

Sellar las conexiones de los conductos del sistema de admisión de aire para evitar filtraciones que puedan afectar las mediciones de consumo de aire.

Energizar los elementos de medición (Analizador de gases, sensor de temperatura, indicador de régimen.

Asegurar la libre y segura rotación del eje del motor (Libre de contacto con mangueras, cables, trapos, etc.)

Añadir agua hasta alcanzar el nivel requerido por el intercambiador de calor. La entrada de agua de refrigeración del motor se hace con la ayuda de una válvula a través de la línea del acueducto de la ciudad.

Verificar que el intercambiador tenga el nivel adecuado de agua durante las mediciones.

Verificar el nivel adecuado de aceite en el motor

Precalentar el motor de ensayos, operándolo al ralentí en gasolina durante 10 minutos aproximadamente (hasta alcanzar una temperatura de aceite mayor a 70 grados centígrados).

Verificar que haya combustible suficiente para los ensayos.

Calentar y calibrar el analizador de gases (Maihak)

Verificar que la temperatura del aceite nunca sobrepase los 120 grados centígrados.

Ubicar el primer régimen de funcionamiento del motor para las mediciones; 1000 RPM y 0 N-m

Toma de las mediciones después de tener el motor estable por dos minutos;

Activar la bomba principal para la alimentación del freno dinamométrico. Esta bomba se encuentra ubicada en el depósito de agua existente en el bloque 19 de la Facultad de Ingeniería.

Activar la bomba secundaria ubicada en el Laboratorio de Motores. El accionamiento de las bombas se hace en este orden para evitar la cavitación de la bomba secundaria.

Configurar, uno a uno, los demás regímenes de funcionamiento del motor (niveles de potencia, en orden ascendente y tomar datos después de que el motor se haya estabilizado por dos minutos.

Al terminar la toma de datos, configurar el motor nuevamente en ralentí.

Enfriar del motor al ralentí al hacerlo funcionar con gasolina durante 10 ó 15 minutos. (Cuando se vaya a apagar el motor y este tenga la temperatura por encima de 100 grados centígrados, este se debe dejar en ralentí hasta que la temperatura del aceite baje y alcance una temperatura aproximada de 90° C).

Apagar del motor, bombas e instrumentos de medición.

Cerrar la alimentación de agua al intercambiador.

4.3 PARAMETROS DE OPERACIÓN DEL MOTOR DE ENSAYO

4.3.1 Par y Potencia Efectivos

Para medir el par de un motor se utiliza generalmente un freno dinamométrico (su funcionamiento se explica detalladamente en los capítulos 2 y 3) Para obtener la potencia entregada por el motor y absorbida por el dinamométrico por los medios físico establecidos se tendrá la siguiente relación:

$$P = 2 \times \pi \times n \times T \quad [5.1]$$

Donde:

Donde:

Las unidades de la potencia serán:

$$P(Kw) = 2 \times \pi \times n \left(\frac{rev}{s} \right) \times T(N \cdot m) \times 10^{-3} \quad [5.2]$$

En nuestro caso la potencia se obtendrá de la siguiente manera:

$$P(Kw) = \frac{T \times n}{9549} \quad [5.3]$$

Donde:

4.3.2 Consumo específico de combustible

Así se tendrá:

$$gef = \frac{m}{P} \quad [5.4]$$

Para el SI:

$$gef \left[\frac{g}{kW \cdot h} \right] = \frac{m_r \left[\frac{g}{h} \right]}{P(kW)} \quad [5.5]$$

El consumo específico de combustible es un buen indicador para el funcionamiento de un motor, sin embargo para este tipo de indicadores de los rendimientos deseados para los motores existe una relación adimensional que presenta de una manera mas directa la relación existente entre el rendimiento deseado del motor (trabajo o potencia por ciclo) con la entrada necesaria (flujo de combustible). La entrada necesaria se basa en el poder calorífico del combustible que representa el aporte de energía en el proceso de combustión.

La medida antes especificada es llamada rendimiento de conversión de combustible

$$\eta_c = \frac{W_{kc}}{\dot{m}_f \times H_u} = \frac{\left(\frac{P \times i}{n} \right)}{\left(\frac{\dot{m}_f \times i}{n} \right) \times H_c} = \frac{P}{\dot{m}_f \times H_u} \quad [5.6]$$

$$\eta_c = \frac{1}{\dot{m}_f \times H_u} \quad [5.7]$$

Por lo tanto el consumo específico de combustible es inversamente proporcional al rendimiento de conversión de combustible.

4.3.3 Flujo de Aire

Para determinar el consumo de aire en el motor de ensayos se utilizó la presión diferencial obtenida a través del medidor de aire Go – Power System. La tobera utilizada fue:

Tobera # 2 = □ 30mm (Fabricada en el Laboratorio de Motores)

Para la tobera # 2 no se pudo utilizar tablas del fabricante debido a que ésta no fue suministrada con el equipo, sino fabricada. Para esta tobera se encontraron correlaciones entre las diferentes caídas de presión con sus respectivas velocidades de aire; lo anterior combinado con el área transversal de flujo nos permite hallar el flujo volumétrico, para luego determinar con ayuda de la densidad del aire, el flujo másico de este.

La relación obtenida fue la siguiente:

$$Y = 0.016 X^{0.5149} \quad [5.8]$$

Donde:

Y = Caudal de aire (m³/s)

X = □P (Caída de presión en pulgadas de agua)

4.3.4 Relaciones aire/combustible y combustible/aire

Relación aire/combustible:

$$\frac{A}{F} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad [5.9]$$

Relación combustible/aire:

$$\frac{F}{A} = \frac{m_1}{m_2} \quad [5.10]$$

4.3.5 Rendimiento volumétrico

El rendimiento volumétrico representa la efectividad del proceso de llenado del cilindro en el motor, esto se realiza para mirar la influencia de los sistemas de admisión de aire en los motores, esta relación se define como la relación entre el flujo de aire que entra en condiciones reales de operación del motor y el flujo de aire que entraría teóricamente a llenar el cilindro a las condiciones del sitio:

$$\eta_v = \frac{2 \times m_2}{p_{atm} \times V_d \times n} \quad [5.11]$$

Donde:

$$\eta_v = \frac{m_2}{\rho_2 V_d} \quad [5.12]$$

Si la densidad del aire es tomada como la densidad a condiciones ambiente, se dice que este rendimiento volumétrico mide la capacidad de bombeo de todo el sistema de admisión. Si se toma la densidad del aire a la entrada del múltiple de admisión se tomará entonces la capacidad de bombeo del puerto de admisión y la válvula solamente.

4.4 ESPECIFICACIÓN DE EQUIPOS E INSTRUMENTOS UTILIZADOS

MOTOR DE ENSAYOS

MARCA: TOYOTA HILUX

MODELO: 22 R

ESPECIFICACIONES: 4 cilindros en línea, cilindrada 2367 centímetros cúbicos, carrera x diámetro 92 mm x 89 mm, 75 Kw y 185 Nm a 4800 RPM

FRENO DINAMOMÉTRICO

MARCA: Go-power System

MODELO: 1978 D 512

MINIMA PRESION REQUERIDA PARA EL SISTEMA: 35 psi

TORQUE MAXIMO: 750 Lb-ft (Ver tabla capacidad operación de torque)

MAXIMA POTENCIA: 700 Hp (Ver tabla capacidad operación de potencia)

RESOLUCION INDICADOR DE TORQUE: 5 N.m

MEDIDOR FLUJO DE AIRE

MARCA: Go-power System

RANGOS:

RESOLUCION INDICADOR PRESION DIFERENCIAL: 0.02 pulg c.a

LIQUIDO MANOMETRICO: Red 0.1 Dwyer 0.826

Tabla 4.4. Rangos del medidor de aire

☐ Boquilla (Pulgadas)	Rango Caudal (Lb/h)
0.5	10 – 40
0.75	30 – 94
1.18	80 – 230
1.75	220 – 510
2.75	440 – 1260
4.5	1100 – 3400

MEDIDOR FLUJO DE COMBUSTIBLE

TIPO: Recipiente volumétrico

RESOLUCION DE MEDIDA:50 ml

RANGO: hasta 550 ml

VARIADOR ELECTRÓNICO DE AVANCE

MARCA: BRC

MODELO: Pegasus ITALY

REGULADOR DE PRESIÓN

TIPO: PRESIÓN POSITIVA

DENOMINACIÓN: REGULADOR PEQUEÑO

MARCA:BRC DGM 50282

MODELO: Super

MEDIDOR DE FLUJO DE GAS

MARCA: ELSTER

TIPO:Turbina

Qmin: 2 m³/h

Qmax: 25 m³/h

Pmax: 4bar

MODELO:DM 25

RESOLUCION: 0.01 m³

ANALIZADOR DE GASES (MAIHAK)

MARCA: ULNOR 610

TECNOLOGÍA: Infrarrojo no dispersivo

TIPO DE MEDIDA: En base seca

RANGOS:

Tabla 5.4. Rangos del analizador de gases

variable	rango inferior de medida	PRECISIÓN
CO	160 ppm	0.06% del CO absoluto o 5% de la lectura
CO ₂	100 ppm	0.5% del CO ₂ absoluto o 5% de la lectura
CH ₄	470 ppm.	12ppm o 5% de la lectura
O ₂	10% vol.	0.1% de O ₂ absoluto o 5% de la lectura
Tiempo de calentamiento	45 min. aprox.	

MEZCLADOR FABRICACIÓN COLOMBIANA

DESIGNACIÓN: MEZCLADOR GRANDE

DIÁMETRO ENTRADA DE AIRE: 39 mm

APERTURA EN LA DESCARGA DE GAS: 0.5mm – 1 mm

MATERIAL: Aluminio

SELECTOR DE TERMOCUPLAS

MARCA: SHIMADEN

SERIE: KR16

6 CANALES

INDICADOR DE TEMPERATURA

MARCA: SHIMADEN

SERIE: SD 15

TERMOCUPLAS

TIPO: K

DIMENSIONES: DIÁMETRO x LONGITUD

3.2mm x 100mm

5mm x 100mm

5mm x 50mm

3.2mm x 50mm

4.5 PUESTA A PUNTO DE EQUIPOS DE MEDICIÓN Y CONTROL

4.5.1 Calibración Freno Dinamométrico

Se procedió tal como se describe en la página 3-14, numeral 3-38, del catálogo del dinamómetro para la instalación del brazo de calibración.

Para suministrar al dinamómetro la carga patrón, se ubicaron pesas de fundición gris en un tarro metálico colgado del brazo de calibración, que sumaron un total de 101781.70g.

Los pesos se midieron en una báscula electrónica con un poder de resolución de 0.1g y un error de $\pm 0.05g$

4.5.1.1 Procedimiento

La toma de datos se hizo contrastando el torque patrón con la lectura del dinamómetro. Se tomaron 24 medidas incrementando la carga hasta ubicar todo el peso patrón y 23 disminuyéndola hasta dejar únicamente el brazo de calibración.

Tabla 6.4. Proceso de incremento en la carga. Freno dinamométrico

Dato No.	Lectura carga	Peso agregado	Error agregado	Peso acumulado	Error acumulado	Torque	Error de torque carga
	[N.m] ± 2.5	[g]	± [g]	[g]	± [g]	[N.m]	± [N.m]
1	5	1117.6	0.05	1117.6	0.05	3.52	0.02
2	15	1767.3	0.15	2884.9	0.2	17.12	0.12
3	40	4514.8	0.05	7399.7	0.25	43.90	0.15
4	70	5232.2	0.05	12631.9	0.3	74.94	0.18
5	93	3978.5	0.1	16610.4	0.4	98.55	0.24
6	124	5279.7	0.15	21890.1	0.55	129.87	0.33
7	146	3784.7	0.1	25674.8	0.65	152.32	0.39
8	170	4285.3	0.15	29960.1	0.8	177.75	0.48
9	197	4674	0.1	34634.1	0.9	205.48	0.54
10	232	5853.2	0.15	40487.3	1.05	240.20	0.64
11	255	4197.3	0.1	44684.6	1.15	265.11	0.70
12	290	5982.7	0.15	50667.3	1.3	300.60	0.79
13	320	5414.1	0.15	56081.4	1.45	332.72	0.88
14	348	4727.1	0.1	60808.5	1.55	360.77	0.94
15	372	4328.3	0.1	65136.8	1.65	386.45	1.00
16	398	4521.1	0.1	69657.9	1.75	413.27	1.06
17	421	3886.1	0.1	73544	1.85	436.32	1.12
18	443	3940.1	0.1	77484.1	1.95	459.70	1.18
19	471	4747.8	0.1	82231.9	2.05	487.87	1.24
20	485	2542.7	0.05	84774.6	2.1	502.95	1.27
21	515	5101.4	0.05	89876	2.15	533.22	1.30
22	544	5115.8	0.05	94991.8	2.2	563.57	1.33
23	575	5421.2	0.05	100413	2.25	595.73	1.36
24	605	5371.2	0.05	105784.2	2.3	627.60	1.39

Tabla 7.4. Proceso de disminución en la carga. Freno dinamométrico

ESTUDIO DE LOS FACTORES QUE INCIDEN EN EL DESEMPEÑO DE MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO (MEP) CONVERTIDOS A GAS NATURAL

Dato No.	Lectura descarga	Peso descargado	Error descargado	Peso acumulado	Error acumulado	Torque	Error de torque descarga
	[N.m] ± 2.5	[g]	$\pm [g]$	[g]	$\pm [g]$	[N.m]	[N.m]
1	603	5371.2	0.05	100413	2.25	595.73	1.36
2	592	5421.2	0.05	94991.8	2.2	563.57	1.33
3	564	5101.4	0.05	89890.4	2.15	533.30	1.30
4	530	5115.8	0.05	84774.6	2.1	502.95	1.27
5	503	4828.1	0.1	79946.5	2	474.31	1.21
6	475	4524.8	0.1	75421.7	1.9	447.46	1.15
7	450	4346.2	0.1	71075.5	1.8	421.68	1.09
8	425	3673.7	0.1	67401.8	1.7	399.88	1.03
9	385	6810.2	0.15	60591.6	1.55	359.48	0.94
10	358	4510.2	0.1	56081.4	1.45	332.72	0.88
11	334	4062	0.1	52019.4	1.35	308.62	0.82
12	310	3879.2	0.1	48140.2	1.25	285.61	0.76
13	287	3685.6	0.1	44454.6	1.15	263.74	0.70
14	250	5927.3	0.15	38527.3	1	228.58	0.61
15	220	4605.9	0.1	33921.4	0.9	201.25	0.54
16	188	5197.3	0.15	28724.1	0.75	170.42	0.45
17	165	3635.7	0.1	25088.4	0.65	148.85	0.39
18	138	4323.1	0.15	20765.3	0.5	123.20	0.30
19	112	4154.9	0.1	16610.4	0.4	98.55	0.24
20	68	6977	0.1	9633.4	0.3	57.15	0.18
21	55	2233.7	0.05	7399.7	0.25	43.90	0.15
22	26	4514.8	0.05	2884.9	0.2	17.12	0.12
23	15	1767.3	0.15	1117.6	0.05	3.52	0.02

Para incrementar o disminuir la carga: se sostiene el brazo antes de ubicar o retirar cada pesa y luego se suelta suavemente para evitar distorsiones por choques repentinos.

Se tuvieron en cuenta como cargas:

El peso del brazo de calibración, 1117.60 gf, cuya palanca (desde el eje del rotor hasta el centro de gravedad del brazo) es de 322mm, dan como resultado un torque de 3.53 N.m.

El conjunto tarro y gancho de sujeción, 1767.3gf, aplicados con una palanca de 605mm (longitud del brazo de calibración), dan como resultado un torque de 13.59 N.m

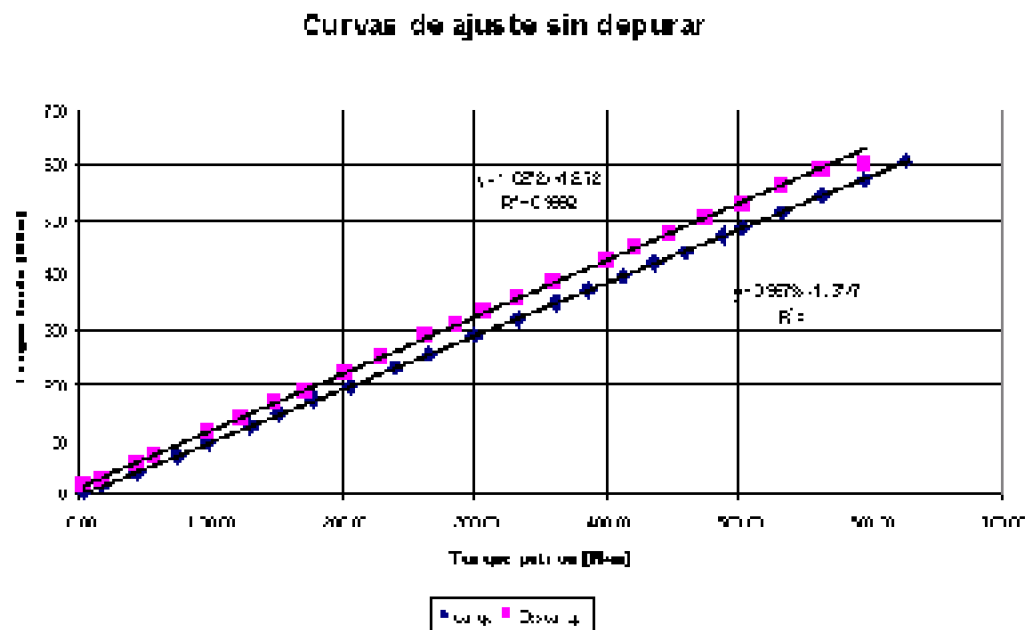


Figura 1.4. Curvas de Ajuste Sin Depurar. Calibración Freno

4.5.1.2 Análisis y ajuste de las curvas del dinamómetro para el proceso de carga y descarga

Ajuste y análisis:

Las curvas de ajuste de la figura son:

$Y_c(x) = 0.97x - 1.38$ para el proceso de carga con un coeficiente de $R^2 = 1$

$Y_D = 1.03x + 12.72$ para el proceso de descarga, con un coeficiente $R^2 = 0.9992$

Se procede a determinar los residuos estandarizados con la siguiente ecuación:

En donde

$R_{\square i}$ i-ésimo residuo estandarizado

R_i i-ésimo residuo

$\square$ desviación estándar de los residuos

Y_i i-ésimo valor del torque medido en el dinamómetro

$Y_{(x)}$ curva de ajuste de torque.

Desviaciones estándar de las poblaciones de residuos:

$\square_{\text{carga}} = 0.84$

$\square_{\text{descarga}} = 5.38$

Haciendo los cálculos respectivos de residuos estandarizados se obtiene:

Tabla 8.4. Residuos del proceso de carga y descarga

ESTUDIO DE LOS FACTORES QUE INCIDEN EN EL DESEMPEÑO DE MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO (MEP) CONVERTIDOS A GAS NATURAL

Residuo No.	Carga	Descarga
1	2.97	-21.66
2	-0.18	0.38
3	-1.09	3.47
4	-1.12	0.65
5	-0.95	3.07
6	-0.25	2.65
7	0.03	4.13
8	-0.56	1.52
9	-0.38	3.02
10	1.03	3.51
11	-0.06	4.26
12	0.60	3.90
13	-0.47	3.36
14	0.41	2.49
15	-0.43	0.56
16	-0.38	0.23
17	0.32	-0.61
18	-0.29	-1.27
19	0.46	-1.95
20	-0.13	-3.43
21	0.59	-2.82
22	0.23	-4.30
23	0.12	-1.34
24	-0.70	

Tabla 9.4. Residuos Estandarizados del proceso de carga y descarga

Residuo No.	Carga	Descarga 1
1	3.52	-4.03
2	-0.21	0.07
3	-1.29	0.65
4	-1.32	0.12
5	-1.13	0.57
6	-0.29	0.49
7	0.04	0.77
8	-0.67	0.28
9	-0.46	0.56
10	1.22	0.65
11	-0.07	0.79
12	0.72	0.73
13	-0.55	0.63
14	0.48	0.46
15	-0.51	0.10
16	-0.45	0.04
17	0.38	-0.11
18	-0.35	-0.24
19	0.55	-0.36
20	-0.16	-0.64
21	0.70	-0.52
22	0.28	-0.80
23	0.14	-0.25
24	-0.83	

Los datos cuyos residuos estandarizados se encuentren por fuera de una banda de dispersión (ver tablas 4.9 y 4.10) horizontal limitada entre -1.37 y 1.37 , se consideran anómalos por desviarse exageradamente de la función de ajuste y pueden omitirse de la muestra. Este criterio de depuración se basa en un análisis de desviación estándar esperada, es decir, a causa de los errores que introducen los equipos, los datos tendrán un residuo máximo esperado alrededor de la curva de ajuste dado por:

$$R_{M,i} = \sqrt{e_{C,i}^2 + e_{L,i}^2} \quad [4.14]$$

En donde,

$R_{M,i}$ Residuo máximo esperado para el i-ésimo dato

$e_{C,i}$ Error de medición introducido por el patrón en el i-ésimo dato

$e_{L,i}$ Error de medición introducido por la lectura del instrumento a calibrar en el i-ésimo dato

La varianza y la desviación estándar esperadas serán entonces:

$$\sigma^2_F = \frac{1}{n-1} * \sum_{i=1}^n R^2_{i,F} \quad [5.15]$$

$$\sigma_F = \sqrt{\sigma^2_F} = \sqrt{\frac{1}{n-1} * \sum_{i=1}^n R^2_{i,F}} \quad [5.16]$$

Los residuos máximos esperados para el freno hidráulico se presentan en el siguiente cuadro (ver tabla 4.11)

Las desviaciones estándar esperadas son:

$$\sigma_{E \text{ carga}} = 2.71$$

$$\sigma_{E \text{ descarga}} = 2.70$$

Tabla 10.4. Residuos máximos esperados

Residuo No.	Residuos esperados carga	Residuos esperados descarga
1	2.50	2.85
2	2.50	2.83
3	2.50	2.82
4	2.51	2.80
5	2.51	2.78
6	2.52	2.75
7	2.53	2.73
8	2.55	2.70
9	2.56	2.67
10	2.58	2.65
11	2.60	2.63
12	2.62	2.61
13	2.65	2.60
14	2.67	2.57
15	2.69	2.56
16	2.72	2.54
17	2.74	2.53
18	2.76	2.52
19	2.79	2.51
20	2.80	2.51
21	2.82	2.50
22	2.83	2.50
23	2.85	2.50
24	2.86	

Con esto pueden estandarizarse los residuos máximos esperados (ver tabla 4.12).

Tabla 4.12 Residuos estandarizados máximos esperados.

Residuo estandarizado Máximo	Residuos estandarizados esperados	
	Carga Descarga	
1	0.92	1.05
2	0.92	1.04
3	0.92	1.04
4	0.92	1.03
5	0.93	1.02
6	0.93	1.01
7	0.93	1.01
8	0.94	1.00
9	0.94	0.98
10	0.95	0.98
11	0.96	0.97
12	0.97	0.96
13	0.98	0.96
14	0.98	0.95
15	0.99	0.94
16	1.00	0.94
17	1.01	0.93
18	1.02	0.93
19	1.03	0.93
20	1.03	0.92
21	1.04	0.92
22	1.04	0.92
23	1.05	0.92
24	1.05	

Si se tiene en cuenta el mayor residuo estandarizado esperado, 1.05, y considerando una incertidumbre del 30%, se puede llegar a una banda de dispersión entre -1.37 y 1.37 . El primer dato de cada muestra queda por fuera de esta banda de dispersión, tal como se puede observar en la figura.

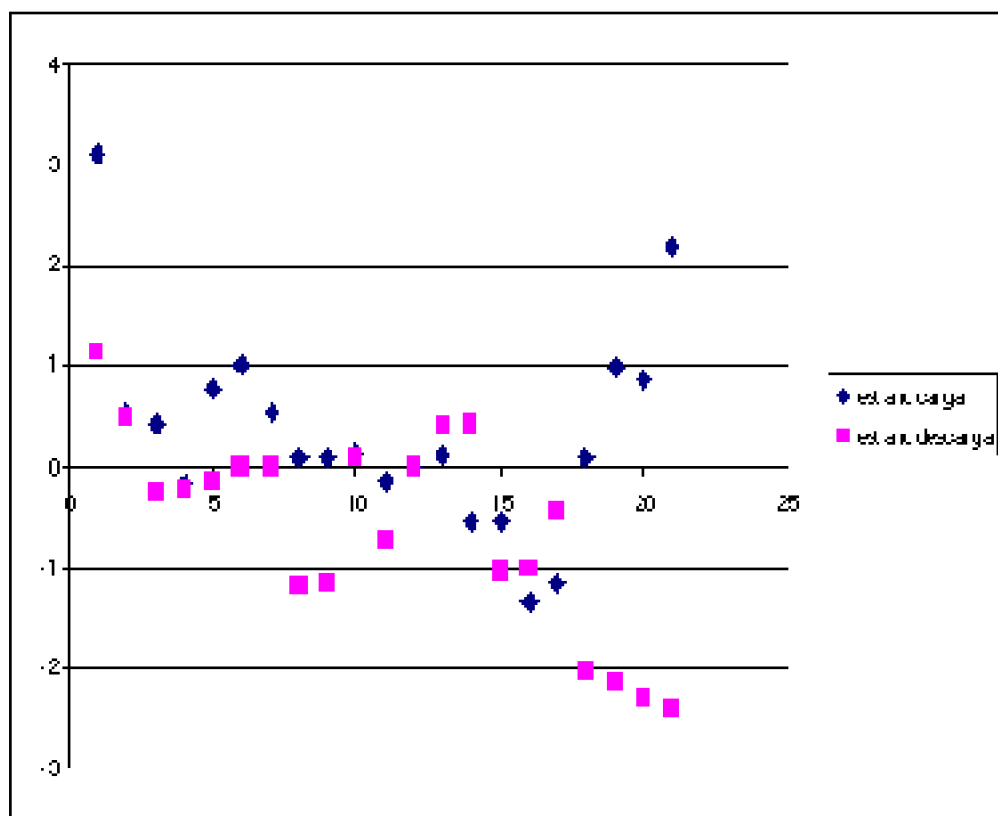


Figura 2.4. Residuos Estandarizados Antes de Depurar la Muestra.

Al hacer la depuración, es necesario recalculer las funciones de ajuste, los residuos, las desviaciones estándar y los residuos estandarizados omitiendo el primer dato de cada muestra.

Las curvas que mejor se ajustan a las muestras depuradas son:

$$Y_C(x) = -6.73 \cdot 10^{-6} \cdot x^2 + 0.97 \cdot x - 2.36 \text{ para el proceso de carga, con un coeficiente } R^2 = 0.99999993$$

$$Y_D(x) = -53 \cdot 10^{-6} \cdot x^2 + 1.07 \cdot x + 8.31 \text{ para el proceso de descarga, con un coeficiente } R^2 = 0.99999958$$

La figura 3.4 muestra este ajuste.

Ajuste de datos después de la depuración

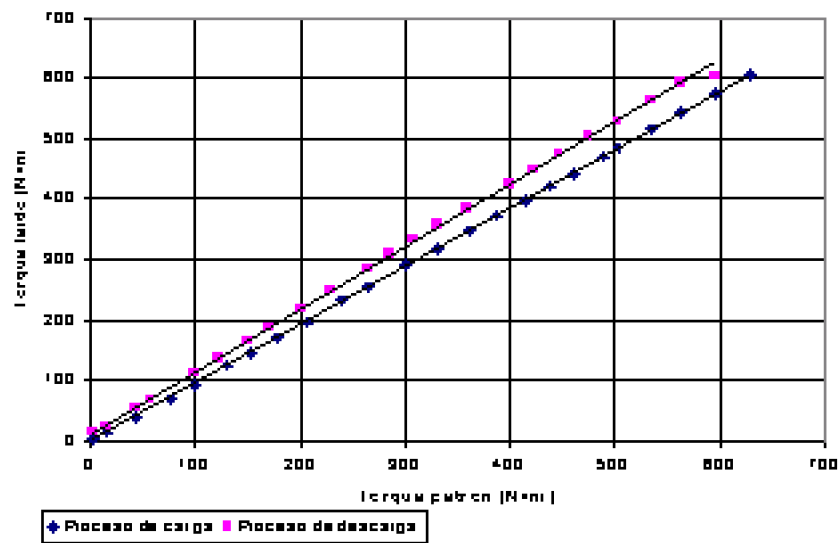


Figura 3.4. Ajuste de Datos Después de la Depuración

Ahora los residuos son (ver tablas 13.4 y 14.4)

Desviaciones estándar de las poblaciones de residuos después de la depuración.

- carga = 0.84
- descarga = 5.38

Tabla 12.4. Residuos del proceso de carga y descarga después de la depuración

ESTUDIO DE LOS FACTORES QUE INCIDEN EN EL DESEMPEÑO DE MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO (MEP) CONVERTIDOS A GAS NATURAL

Residuos No	Carga	Descarga
1	0.71	-0.83
2	-0.34	1.70
3	-0.51	-1.58
4	-0.44	0.50
5	0.13	-0.16
6	0.33	1.16
7	-0.34	-1.53
8	-0.24	-0.04
9	1.08	0.53
10	-0.06	1.42
11	0.55	1.26
12	-0.56	0.95
13	0.29	0.56
14	-0.57	-0.91
15	-0.51	-0.61
16	0.19	-0.96
17	-0.31	-0.96
18	0.37	-0.95
19	-0.21	-1.12
20	0.56	-0.05
21	0.26	-0.56
22	0.23	2.93

Tabla 13.4. Residuos estandarizados del proceso de carga y descarga después de la depuración

Residuos No	Carga	Descarga
1	1.5	-0.71
2	-0.71	1.44
3	-1.8	-1.34
4	-0.94	0.43
5	0.29	-0.14
6	0.71	0.49
7	-0.72	-1.30
8	-0.52	-0.04
9	2.28	0.45
10	-0.13	1.21
11	1.16	1.06
12	-1.19	0.81
13	0.60	0.47
14	-1.20	-0.37
15	-1.09	-0.52
16	0.4	-0.81
17	-0.87	-0.82
18	0.78	-0.8
19	-0.44	-0.95
20	1.19	-0.04
21	0.56	-0.47
22	0.48	2.48
23	-1.08	

En la figura 4.4 se muestran los residuos estandarizados después de la depuración. Se observa que estos no toman formas anómalas, lo cual significa que las correlaciones escogidas para los ajustes son correctas. La dispersión ha aumentado, pero esto es debido a que la desviación estándar de los datos depurados (0.47 en carga y 1.18 en descarga) es menor que la desviación estándar esperada (2.4)

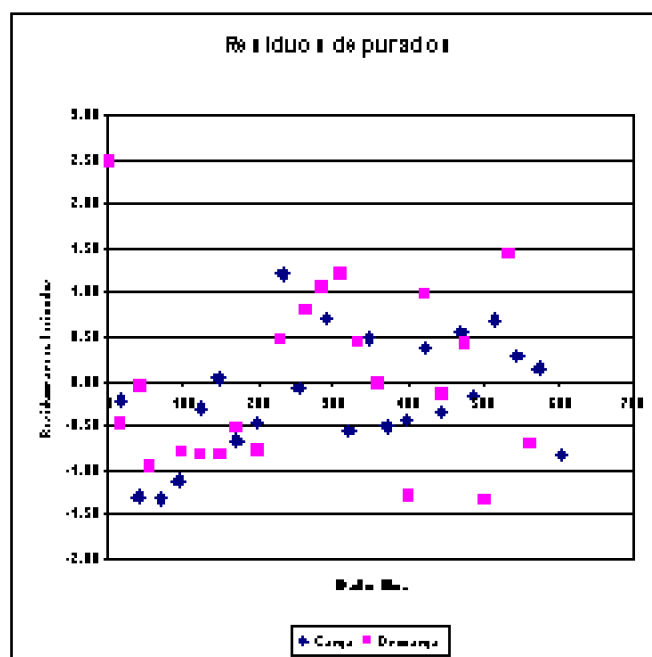


Figura 4.4. Residuos Depurados. Calibración Freno

Ahora se procede a determinar la curva de calibración promedio, tomando las últimas dos curvas de ajuste:

$$Y_p(x) = \frac{Y_1(x) + Y_2(x)}{2} \quad [5.17]$$

$$Y_p(x) = \frac{6.73 \cdot 10^{-6} * x^2 + 0.97 * x - 2.353 \cdot 10^{-6} * x^2 + 1.07 * x + 8.31}{2} \quad [5.18]$$

Donde:

$$Y_p(x) = -29.865 \cdot 10^{-6} * x^2 + 1.02 * x + 3.005 \quad [5.19]$$

Debido a que el coeficiente cuadrático es despreciable, puede simplificarse esta curva a la recta de ajuste:

$$Y_p(x) = 1.02 * x + 3.005$$

4.5.1.3 Conclusiones calibración freno dinámico

Con base en la recta $Y_p(x)$, puede concluirse que:

El freno hidráulico tiene un error de angularidad, pues la pendiente de su curva de calibración es 2% mayor que la de la línea de perfecta calibración.

Presenta un error de cero de 3.005 N.m por encima de la línea de perfecta calibración.

Pero debido a que el poder de resolución del dinamómetro es de $\square 2.5$ N.m, la magnitud del error de cero que puede garantizarse es :

$$E = 3.005 \text{ N.m} - [\square 2.5 \text{ N.m}] = +0.505 \text{ N.m}$$

Los errores anteriores pueden considerarse inocuos, teniendo en cuenta que los torques a medir están por debajo de los 200 N.m. El resultado final es entonces, que el freno se puede considerar calibrado.

4.5.2 Calibración analizador de gases

Se procede como se indica en el Manual de instrucciones del analizador de gases Multor 610, versión 3.4, Abril 1997, Capítulo 6.

Dejar calentar el equipo hasta que desaparezcan los errores de fallo caudal y el de temperatura (Menú de estado de fallo)

Continuar calentando hasta que desaparezca “calentando” del menú

Se procede a calibrar el equipo

Calibración de “GAS CERO”

Conectar el equipo al cilindro de referencia de Nitrógeno (N_2)

Seleccionar “calibrar cero” en el menú de calibración manual

Ajustar el caudal de N_2 a un valor de 80 – 100 litros/hora (l/h)

Oprimir “Enter”

Esperar a que todas las lecturas arrojen valores de cero o cercanas a cero

Guardar la información

Calibración “SPAN” (Ubicación de O_2 entre 0 – 21 %)

En el menú de calibración manual seleccionar SPAN A y oprimir “enter”

Observar que la lectura esté entre 0 – 21 %

Oprimir “enter”

La desviación deber estar entre 0 – 5 %

Oprimir “enter”

Guardar información

Si no se encuentra en el rango indicado repetir los pasos anteriores

Verificar nuevamente que el O_2 esté entre 0 – 21%

Calibración “CUBETA” : CO (0 – 5%), CO_2 (0 - 25%), CH_4 (0 – 25%)

En el menú calibración manual seleccionar “cubeta” y oprimir “enter”

Verificar que las lecturas estén entre los límites

Oprimir “enter” para guardar si están entre los límites

Volver a verificar los rangos

Si no están entre los rangos, oprimir “escape” y volver a repetir el procedimiento

Calibración de Toberas

4.5.3 Calibración Tobera # 2 (ϕ 30 mm)

Se utilizó un Termoanemómetro de hilo caliente, el cual nos indica la velocidad del aire en diferentes puntos de la sección transversal de flujo. Estas velocidades son promediadas y comparadas contra la caída de presión leída del manómetro inclinado del medidor de aire, para obtener la correlación entre velocidad del aire y la caída de presión que se produce.

Diámetro de la sección circular del flujo : 101.4 mm

Según la norma ASTM D3154 (Método estándar para la obtención de velocidades promedio en ductos con Tubo Pitot) los puntos donde se deben tomar las mediciones de velocidad son (ver tabla 4.15)

Los datos obtenidos fueron:

Tabla 15.4. Mediciones de velocidad contra presión. Calibración tobera

Medición	V1 (m/s)	V2(m/s)	V3(m/s)	V4(m/s)	V5(m/s)	V6(m/s)
1	0.84	1.28	2.27	3.3	3.17	2.3
2	0.95	1.2	2.42	2.67	3.03	3.85
3	1	1.2	2.37	2.68	3.42	3.52
4	0.93	1.24	2.26	2.67	3.19	3.88
5	0.97	1.76	2.18	2.76	3.32	3.56
6	0.97	1.86	2.25	2.88	3.4	3.87
7	0.97	1.85	2.2	2.82	3.38	3.92
8	0.86	1.37	2.2	1.94	2.67	3.61
9	0.66	0.72	0.78	1.12	1.15	2.8
10	0.7	1.29	1.9	1.16	2.93	3.15
V prom (m/s)	0.885	1.377	2.083	2.4	2.966	3.653
Radio (m)	0.051	0.051	0.051	0.051	0.051	0.051
Caudal (m ³ /s)	0.007	0.011	0.017	0.019	0.024	0.029
ϕ P (pulg. C.A)	0.18	0.66	1.02	1.56	2.18	2.8

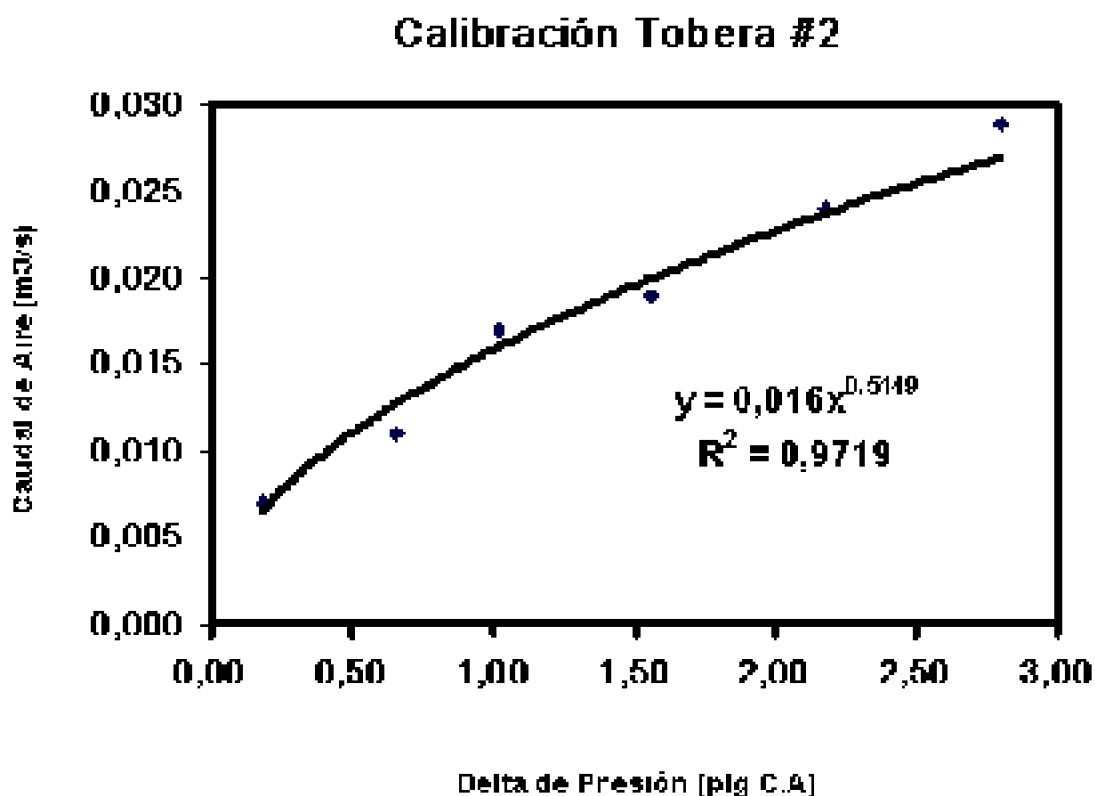


Figura 5.4. Correlación Delta de Presión vs. Caudal. Calibración Tobera

De esta forma se obtiene la siguiente correlación:

$$Y = 0.016 X^{0.5149}$$

Donde:

Y = Caudal de aire (m³/s)

X = ΔP (Caída de presión en pulgadas de agua)

CAPITULO 5 MEDICIONES Y RESULTADOS OBTENIDOS

En este capítulo se mostrara un conjunto de tablas que corresponden a los datos obtenidos a partir de las mediciones realizadas, según lo establecido por el diseño de experimentos. Es de afirmar que los datos que se derivan de dichas mediciones se fundamentan en el Capítulo 2 “Parámetros de Operación y Diseño de Motores”.

Es de aclarar que el flujo volumétrico de aire fue corregido para la condición de San Pedro (2), ya que la curva de calibración de la tobera #2 fue levantada en la ciudad de Medellín (1).

Tabla 1.5.Puntos de Funcionamiento Elegidos.

ESTUDIO DE LOS FACTORES QUE INCIDEN EN EL DESEMPEÑO DE MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO (MEP) CONVERTIDOS A GAS NATURAL

Nivel	Régimen de giro (RPM)	Torque (N-m)
1	900	0
2	1300	10
3	1400	15
4	1600	20
5	1800	25
6	2000	30
7	2200	40
8	2400	45
9	2600	50
10	3000	60

1. OBJETIVO: Se pretende determinar el efecto de la conversión a gas natural en el rendimiento de los motores de encendido provocado (MEP) de 1.800 cm³.

2. MATERIALES Y MÉTODOS: Se utilizó un motor de encendido provocado (MEP) de 1.800 cm³ de cilindrada, convertido a gas natural. Se realizaron pruebas de funcionamiento a diferentes regímenes de giro y cargas.

3. RESULTADOS: Se obtuvieron los siguientes datos de funcionamiento:

Regimen (RPM)	Carga (N-m)	Consumo (g/h)	Potencia (kW)	Rendimiento (%)
900	0	20	0	0
1300	10	40	10	10
1400	15	50	15	15
1600	20	60	20	20
1800	25	70	25	25
2000	30	80	30	30
2200	40	90	40	40
2400	45	100	45	45
2600	50	110	50	50
3000	60	120	60	60

Tabla 2.5. Datos Obtenidos en la Prueba N° 1 en Medellín

VARIABLES DE FUNCIONAMIENTO MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA														
Lugar: Medellín Prueba N° 2 Mayo 29 de 2000 Motor: Toyota Hilux Configuración: U7 Potencia Aceleradora: 335 -bhp Temperatura Ambiente: 31.8 °C Humedad Relativa: 82.7 %														
Demanda: Total = 30 mm C7 = Regulador + Pericardio Tamaño Muestrado: Grande Pericardio: Regulador														
Pr	RPM	Torque kg	Avance Grados	Temp Agua (°C) Entrada Salida	Temp (°C) Entrada Salida	Pres (kg) Keros	Volúmen (cc) Inicial Final	Tiempo Consumo min seg		U ₁ %	U ₂ %	U ₃ %	U ₄ %	U ₅ %
1	300	7	50	48 55	48 55	29	0.04 32.41 27.43	1	10	7.77	0.14	3.03	0.31	
2	700	10	40	45 58	48 58	0.7	0.21 27.57 27.36	2	27	9.29	0.26	7.27	0.45	
3	470	5	41	51 58	47 57	0.3	0.77 28.54 28.50	1	25	8.56	0.10	7.67	0.18	
4	700	20	40	45 58	45.5 51	0.11	0.11 29.00 29.07	2	3	0.75	0.05	7.00	0.11	
5	870	25	44	47 57	47 56	0.38	0.38 29.87 29.76	2	7	5.11	0.10	7.03	0.17	
6	2000	30	45	46 59	46 58	0.52	0.47 29.47 29.37	1	23	3.11	0.05	7.25	0.12	
7	2000	40	46	46 59	46 58	0.60	0.52 29.52 29.70	1	33	3.27	0.02	7.73	0.12	
8	2000	45	46	46 59	46 58	0.66	0.61 30.51 30.70	1	23	1.90	0.05	7.35	0.14	
9	3000	50	40	42 7	44 104	1.14	1.14 30.42 30.39	1	20	1.20	0.01	72.40	0.12	
10	3000	60	45	45 70	44 100	1.05	0.47 30.47 30.70	1	11	0.96	0.05	72.73	0.12	

Tabla 3.5. Datos Obtenidos en la Prueba N° 2 en Medellín

VARIABLES DE FUNCIONAMIENTO MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA														
Lugar: San Pedro Prueba N° 1 Junio 11 de 2000 Motor: Toyota Hilux Configuración: C7 Potencia Aceleradora: 705 -bhp Temperatura Ambiente: 30.5 °C Humedad Relativa: 70.1 %														
Demanda: Total = 30 mm C7 = Regulador + Pericardio Tamaño Muestrado: Grande Pericardio: Regulador														
Pr	RPM	Torque kg	Avance Grados	Temp Agua (°C) Entrada Salida	Temp (°C) Entrada Salida	Pres (kg) Keros	Volúmen (cc) Inicial Final	Tiempo Consumo min seg		U ₁ %	U ₂ %	U ₃ %	U ₄ %	U ₅ %
1	300	0	26	51 51	47 48	0.06	0.63 33.36 33.36	1	1	11.81	0.11	5.38	0.66	
2	700	10	30	45 57	47 49	0.0	0.21 33.07 33.34	1	45	0.44	0.11	0.12	0.10	
3	470	5	40	47 55	47 48	0.38	0.38 33.75 33.30	1	43	5.61	0.10	17.01	0.12	
4	700	20	41	36 58	48 207	0.32	0.36 33.42 33.48	1	46	4.26	0.01	11.09	0.08	
5	700	25	41	36 58	48 207	0.32	0.36 33.42 33.48	1	46	4.26	0.01	11.09	0.08	
6	2000	30	38	37 58	48 245	0.38	0.38 33.73 33.42	1	47	7.41	0.11	13.40	0.10	
7	2000	40	38	45 58	48 255	0.57	0.38 33.53 33.47	1	56	1.46	0.11	12.81	0.25	
8	2000	45	30	42 59	49 252	1.01	1.01 33.57 33.26	1	44	0.91	0.19	13.13	0.18	
9	2500	50	38	46 58	49 272	1.04	1.04 34.36 34.04	1	45	0.57	0.63	13.01	0.8	
10	3000	60	34	37 58	49 280	1.07	0.72 33.72 33.34	1	51	0.57	0.64	13.18	0.50	

Tabla 4.5. Datos Obtenidos en la Prueba N° 1 en San Pedro

ESTUDIO DE LOS FACTORES QUE INCIDEN EN EL DESEMPEÑO DE MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO (MEP) CONVERTIDOS A GAS NATURAL

Tabla 4.5. Datos Obtenidos en la Prueba N° 1 en San Pedro

FigC02.gif

VARIABLES DE INFLUENCIA EN EL COMPORTAMIENTO DEL MOTOR														
Lugar: San Pedro Prueba N° 1 Motor: H-2000 Motor: 1000 cc 1.0 L Configuración: 17 Presión Atmosférica: 760 mbar Temperatura Ambiente: 20 °C Humedad Relativa: 75,9 % Diámetro Tubos = 30 mm Regulador: Positivo Tamaño Mezclador: Grande Reducción de Presión: 0,2 bar														
Ciclos	RPM	Torque		Potencia		Temperatura (°C)		Temperatura (°C)		Presión (bar)		Consumo (m³)		Tiempo Consumo (s)
		Nm	kgf	Watts	CV	Entrada	Salida	Entrada	Salida	Entrada	Salida	Entrada	Salida	
1	300	0	0	0	0	195	94	0,00	0,00	42,99	40,01	2	2	7,00 0,04 0,06 0,37
2	450	10	1,0	33	0,45	197	96	0,00	0,00	43,12	40,14	2	2	7,00 0,03 0,40 1,14
3	600	15	1,5	49	0,67	197	96	0,00	0,00	43,12	40,14	2	2	7,00 0,02 0,03 0,73
4	750	20	2,0	66	0,90	198	96	0,00	0,00	43,33	40,35	2	2	7,00 0,02 11,07 0,12
5	900	25	2,5	83	1,13	197	96	0,00	0,00	43,33	40,35	2	2	7,00 0,00 11,83 1,10
6	1050	30	3,0	100	1,36	199	96	0,00	0,00	43,33	40,35	2	2	7,00 0,01 12,27 0,77
7	1200	40	4,0	133	1,82	200	100	0,00	0,00	44,00	40,00	2	2	7,00 0,04 12,70 0,10
8	1350	45	4,5	150	2,07	201	101	0,00	0,00	45,37	40,63	2	2	7,00 0,08 13,07 0,75
9	1500	50	5,0	167	2,30	201	101	0,00	0,00	45,37	40,63	2	2	7,00 0,01 13,14 0,07
10	1650	60	6,0	200	2,74	201	101	0,00	0,00	45,37	40,63	2	2	7,00 0,08 13,84 1,12

Tabla 5.5. Datos Obtenidos en la Prueba N° 2 en San Pedro

VARIABLES RESPUESTA EN EL COMPORTAMIENTO DEL MOTOR														
Lugar: Medellín Prueba N° 1 Motor: H-2000 Motor: 1000 cc 1.0 L Configuración: 17 Presión Atmosférica: 855 mbar Temperatura Ambiente: 20 °C Humedad Relativa: 75,9 % Diámetro Tubos = 30 mm Regulador: Positivo Tamaño Mezclador: Grande Reducción de Presión: 0,2 bar														
Ciclos	RPM	Torque		Potencia		Temperatura (°C)		Temperatura (°C)		Presión (bar)		Consumo (m³)		Tiempo Consumo (s)
		Nm	kgf	Watts	CV	Entrada	Salida	Entrada	Salida	Entrada	Salida	Entrada	Salida	
1	300	0	0	0	0	100,375	100,375	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,00
2	450	10	1,0	33,33	0,45	100,375	100,375	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,00
3	600	15	1,5	50,00	0,67	100,375	100,375	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,00
4	750	20	2,0	66,67	0,90	100,375	100,375	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,00
5	900	25	2,5	83,33	1,13	100,375	100,375	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,00
6	1050	30	3,0	100,00	1,36	100,375	100,375	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,00
7	1200	40	4,0	133,33	1,82	100,375	100,375	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,00
8	1350	45	4,5	150,00	2,07	100,375	100,375	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,00
9	1500	50	5,0	166,67	2,30	100,375	100,375	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,00
10	1650	60	6,0	200,00	2,74	100,375	100,375	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,00

Tabla 6.5. Variables Respuestas Obtenidas para la Prueba N° 1 en Medellín

VARIABLES RESPUESTA POTENCIAL DE CORRECCIÓN INTERNA															
Lugar: Medellín															
Prueba N° 2 - días 20 de 2003															
Modelo: Equipo: Mu-															
Configuración: C7															
Hecatométrica: 100mm															
Temperatura ambiente: 20.8 °C															
Humedad Relativa: Humedad: 76.5%															
No.	SP14	Temperatura		Potencia		Corr. Corri.		SEF		C		Corr. Aire			
		W	Pa	W	Pa	W	Pa	W	Pa	W	Pa	W	Pa		
				mm	h	h	h	h	h	h	h	h	h	h	
				mm	h	h	h	h	h	h	h	h	h	h	
				0	0	0.007E-05	0	0	0	0.003360	0.15005	0.003360	0.15005	0.003360	0.15005
1	1000	10	1.20	0.208E-04	80.000	0.20	0.000080	0.208E-04	0.04004	0.78517	1.027	1.37505	0.39915226		
2	1400	15	2.294	0.164E-04	44.154	0.04	0.001016	0.164E-04	0.05555	1.80118	1.142	0.70227	0.40167444		
3	1800	20	3.391	0.176E-04	32.471	0.07	0.008008	0.209E-04	0.06752	1.19182	1.027	0.38022	1.00183059		
4	1800	25	4.211	0.188E-04	5.8872	0.02	0.018472	0.251E-04	0.06501	1.70111	1.142	0.28711	0.000111401		
5	2000	30	0.283	0.190E-04	528.128	0.28	0.011420	0.289E-04	0.06706	1.94007	1.027	0.34017	1.002715898		
6	2200	40	0.215	1.110E-04	434.170	0.14	0.014461	0.014461	0.06752	1.01014	1.142	0.11472	1.010001144		
7	2400	45	0.210	1.200E-04	108.821	0.08	0.010567	0.300E-04	0.08308	1.86336	1.027	0.10285	2.880113817		
8	2400	50	0.015	1.510E-04	320.881	0.15	0.011812	0.011812	0.08308	1.01154	1.142	0.11554	1.010001144		
9	3000	50	0.850	1.800E-04	350.158	0.02	0.002287	0.373E-04	0.08310	1.80801	1.027	0.01751	3.885010756		

Tabla 7.5. Variables Respuesta Obtenidas para la Prueba N° 2 en Medellín

VARIABLES RESPUESTA POTENCIAL DE CORRECCIÓN INTERNA													
Lugar: San Pedro													
Prueba N° 1 - días 14 de 2003													
Modelo: Equipo: Mu-													
Configuración: C7													
Hecatométrica: 100mm													
Temperatura ambiente: 20.8 °C													
Humedad Relativa: Humedad: 76.5%													
No.	SP14	Temperatura		Potencia		Corr. Corri.		SEF		C		Corr. Aire	
		W	Pa	W	Pa	W	Pa	W	Pa	W	Pa	W	Pa
		mm		h		h		h		h		h	
		0		0		0.007E-05		0		0		0.003360	
1	800	10	1.20	0.208E-04	80.000	0.20	0.000080	0.208E-04	0.04004	0.78517	1.027	1.37505	0.39915226
2	1200	15	2.294	0.164E-04	44.154	0.04	0.001016	0.164E-04	0.05555	1.80118	1.142	0.70227	0.40167444
3	1400	20	3.391	0.176E-04	32.471	0.07	0.008008	0.209E-04	0.06752	1.19182	1.027	0.38022	1.00183059
4	1800	25	4.211	0.188E-04	5.8872	0.02	0.018472	0.251E-04	0.06501	1.70111	1.142	0.28711	0.000111401
5	1800	30	0.283	0.190E-04	528.128	0.28	0.011420	0.289E-04	0.06706	1.94007	1.027	0.34017	1.002715898
6	2000	40	0.215	1.110E-04	434.170	0.14	0.014461	0.014461	0.06752	1.01014	1.142	0.11472	1.010001144
7	2200	45	0.210	1.200E-04	108.821	0.08	0.010567	0.300E-04	0.08308	1.86336	1.027	0.10285	2.880113817
8	2400	50	0.015	1.510E-04	320.881	0.15	0.011812	0.011812	0.08308	1.01154	1.142	0.11554	1.010001144
9	2800	50	0.850	1.800E-04	350.158	0.02	0.002287	0.373E-04	0.08310	1.80801	1.027	0.01751	3.885010756
10	800	10	8.857	0.026E-03	383.739	0.08	0.026757	0.437E-04	0.25611	1.22871	10.26	1.06	3.1150000729

Tabla 8.5. Variables Respuesta Obtenidas en la Prueba N° 1 en San Pedro

ESTUDIO DE LOS FACTORES QUE INCIDEN EN EL DESEMPEÑO DE MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO (MEP) CONVERTIDOS A GAS NATURAL

Variables Respuesta Motor de Encendido Provocado

Lugar: San Pedro
 Fecha: 19/02/2016 a 14/04/2016
 Motor: Toyota Hilux
 Cilindros: 4
 Presión Atmosférica: 752 mmHg
 Temperatura Ambiente: 26.6 °C
 Humedad Relativa: 65.3 %

Velocidad: 100 km/h
 Tipo: Legrado / Legrado
 Tamaño Muestral: 20
 Redondeo: Redondeo

Nº	Velocidad	Torque Potencia Consumo			GEE		Consumo	Rendimiento	Desgaste		Presión Calculada	Error	pmc
		k	N	kgm/s	g/kWh	%	ml/kWh	%	mm	mm	mmHg	%	mmHg
1	1000	0	0.000	0.000 ± 0.00	0	0.00	0.00000	0.00000	0.000	0.000	0.00000	0.000	0.000
2	1500	1	1.061	0.000 ± 0.00	0.000	0.00	0.00000	0.00000	0.000	0.000	0.00000	0.000	0.000
3	1500	1	2.184	0.000 ± 0.00	0.000	0.00	0.00000	0.00000	0.000	0.000	0.00000	0.000	0.000
4	1500	2	3.351	0.000 ± 0.00	0.000	0.00	0.00000	0.00000	0.000	0.000	0.00000	0.000	0.000
5	1500	2	4.518	0.000 ± 0.00	0.000	0.00	0.00000	0.00000	0.000	0.000	0.00000	0.000	0.000
6	1500	3	5.685	0.000 ± 0.00	0.000	0.00	0.00000	0.00000	0.000	0.000	0.00000	0.000	0.000
7	1500	4	6.852	0.000 ± 0.00	0.000	0.00	0.00000	0.00000	0.000	0.000	0.00000	0.000	0.000
8	2000	4	11.019	0.000 ± 0.00	0.000	0.00	0.00000	0.00000	0.000	0.000	0.00000	0.000	0.000
9	2500	5	15.186	0.000 ± 0.00	0.000	0.00	0.00000	0.00000	0.000	0.000	0.00000	0.000	0.000
10	3000	6	19.353	0.000 ± 0.00	0.000	0.00	0.00000	0.00000	0.000	0.000	0.00000	0.000	0.000

Tabla 9.5. Variables Respuesta Obtenidas en la Prueba N° 2 en San Pedro

CAPITULO 6 ANALISIS ESTADISTICO DE LOS DATOS EXPERIMENTALES

El efecto que cada factor tuvo sobre la variación de cada uno de los parámetros de operación y la confiabilidad de los datos experimentales ajustados al modelo bifactorial multivariado fueron validados con pruebas en los residuales de varianza constante, de independencia y de comportamiento normal, esto se hizo por medio del paquete estadístico STATGRAPHICS PLUS 5.0.

El análisis de desempeño mecánico se efectuó midiendo el consumo de combustible y de aire, el par, el régimen de giro, temperaturas (refrigerante a la entrada y a la salida, gases de escape y aceite del motor), temperatura ambiente y humedad relativa en diez modos de operación del motor reproduciendo las condiciones más frecuentes a las que este está sometido en ciudad y a diferentes alturas. El diagnóstico de la combustión se realizó midiendo la concentración de dióxido de carbono (CO_2), metano (CH_4), oxígeno (O_2) y monóxido de carbono (CO) en los gases e escape utilizando Gas Natural de Guájira.

Para cada configuración se determinaron los valores de las variables señaladas con el motor funcionando en cada uno de los regímenes mostrados en las tablas 4.1 y 4.3.

La evaluación del efecto que los factores tienen sobre cada una de las variables de respuesta (5 mecánicas y 4 ambientales) se realizó empleando diseños experimentales multifactor basados en el análisis de varianza (Tabla ANOVA) para cada variable dependiente (o respuesta).

Los datos mostrados en la tabla 6.1 son la materia prima de todo el análisis estadístico, del análisis de resultados y de las conclusiones del estudio, por lo tanto, resulta muy pobre sólo decir que con ella se obtienen las ANOVAS, especialmente cuando el valor de las ANOVAS puede ser tenido en cuenta solo una vez se validen los tres supuestos citados.

6.1 Análisis estadístico de cada una de las variables respuestas

6.1.1 Resumen del análisis

Factores: Altitud

Torque – RPM

Tabla 1.6. Datos Utilizados en el Análisis Estadístico

CAPITULO 6 ANALISIS ESTADISTICO DE LOS DATOS EXPERIMENTALES

Altura	Torque - RPM	Consum	GEF		Cons. Aire (kg/s)		Dosad C/A	Dosad relativo	%O ₂	%CO	%CO ₂	%CH ₄
1	1	6,25E-05	0	-	0,0038	0,2097	0,0094	0,1587	7,53	0,07	8,56	1,32
		6,10E-04	914,231	8,7505	0,0073	0,2834	0,0471	0,7933	7,77	0,14	8,06	0,91
1	2	7,32E-04	679,143	11,779	0,0080	0,2868	0,0519	0,8735	7,72	0,02	8,56	0,37
		9,16E-04	557,960	14,337	0,0086	0,2701	0,0603	1,0158	9,09	0,02	7,27	0,43
1	3	1,19E-03	517,185	15,468	0,0100	0,2784	0,0678	1,1418	7,21	0,01	8,82	0,29
		1,46E-03	474,791	16,849	0,0112	0,2811	0,0740	1,2459	8,56	0,01	7,67	0,18
1	4	1,88E-03	416,341	19,215	0,0137	0,3127	0,0778	1,3095	6,05	0,01	9,75	0,18
		2,15E-03	388,717	20,580	0,0155	0,3242	0,0788	1,3266	8,45	0,03	7,8	0,11
1	5	2,60E-03	389,141	20,558	0,0182	0,3509	0,0810	1,3636	5,14	0,02	10,34	0,14
		3,31E-03	358,110	22,339	0,0240	0,4019	0,0781	1,3146	5,11	0,02	9,98	0,12
1	6	5,38E-05	0	-	0,0031	0,1695	0,0100	0,1683	3,76	0,01	11,27	0,15
		5,67E-04	850,689	9,4041	0,0070	0,2688	0,0461	0,7753	3,11	0,02	11,25	0,12
1	7	7,06E-04	655,173	12,210	0,0073	0,2622	0,0545	0,9183	2,77	0,02	11,82	0,13
		1,01E-03	613,828	13,033	0,0086	0,2691	0,0664	1,1175	2,27	0,02	11,75	0,12
1	8	1,23E-03	533,098	15,006	0,0097	0,2702	0,0718	1,2084	2,32	0,02	12,24	0,13
		1,59E-03	516,817	15,479	0,0114	0,2858	0,0789	1,3291	1,9	0,03	1,95	0,14
1	9	1,94E-03	428,696	18,661	0,0143	0,3243	0,0769	1,2953	1,75	0,17	12,65	0,13
		2,21E-03	398,726	20,063	0,0157	0,3266	0,0800	1,3460	1,26	0,01	12,4	0,12
1	10	2,61E-03	391,872	20,414	0,0186	0,3579	0,0797	1,3411	2,5	0,17	12,24	0,07
		3,24E-03	350,784	22,806	0,0224	0,3733	0,0820	1,3813	0,66	0,02	12,76	0,12
2	1	3,28E-04	0	-	0,0067	0,4100	0,0277	0,4658	11,91	0,11	5,36	0,65
		6,12E-04	917,963	8,7149	0,0075	0,3184	0,0461	0,7754	7,33	0,04	8,66	0,87
2	2	9,30E-04	863,407	9,2656	0,0086	0,3384	0,0611	1,0293	8,44	0,01	8,12	0,33
		1,22E-03	745,845	10,726	0,0102	0,3501	0,0681	1,1459	7,50	0,03	8,49	0,14
2	3	1,51E-03	653,800	12,236	0,0118	0,3609	0,0724	1,2181	5,61	0,10	10,01	0,12
		1,91E-03	622,066	12,860	0,0142	0,3886	0,0767	1,2916	5,92	0,02	9,83	0,16
2	4	2,31E-03	511,138	15,651	0,0163	0,4082	0,0800	1,3473	4,25	0,01	11,09	0,08
		2,73E-03	492,207	16,253	0,0186	0,4264	0,0830	1,3972	3,99	0,02	11,07	0,12
2	5	3,11E-03	466,461	17,150	0,0214	0,4523	0,0824	1,3868	3,19	0,17	11,88	0,10
		3,87E-03	419,170	19,085	0,0289	0,5290	0,0760	1,2788	3,02	0,00	11,83	0,02
2	6	1,65E-04	0	-	0,0041	0,2448	0,0231	0,3891	2,41	0,21	12,40	0,29
		6,25E-04	937,087	8,5371	0,0079	0,3309	0,0448	0,7537	2,39	0,01	12,21	0,17
2	7	8,70E-04	807,098	9,9121	0,0086	0,3348	0,0572	0,9622	1,46	0,01	12,81	0,25
		1,14E-03	692,166	11,557	0,0099	0,3364	0,0651	1,0952	1,49	0,04	12,70	0,01
2	8											

ESTUDIO DE LOS FACTORES QUE INCIDEN EN EL DESEMPEÑO DE MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO (MEP) CONVERTIDOS A GAS NATURAL

Altura	Torque - RPM	Consumo	GEF		Cons. Aire (kg/s)		Dosado C/A	Dosado relativo	%O ₂	%CO	%CO ₂	%CH ₄
		1,54E-03	666,373	12,005	0,0118	0,3571	0,0737	1,2415	0,97	0,09	13,13	0,04
		1,92E-03	624,725	12,805	0,0142	0,3845	0,0770	1,2971	1,02	0,18	13,04	0,25
2	9	2,43E-03	538,767	14,848	0,0169	0,4175	0,0816	1,3737	0,52	0,63	13,01	0,81
		2,78E-03	501,322	15,578	0,0190	0,4293	0,0831	1,3985	0,51	0,29	13,02	0,07
2	10	3,33E-03	499,780	16,007	0,0223	0,4654	0,0849	1,4288	0,57	0,04	13,16	0,50
		4,00E-03	433,142	18,469	0,0274	0,4970	0,0827	1,3915	0,28	0,42	12,84	0,21

Haciendo uso de un análisis de varianza multivariado ó de dos vías, para cada una de las diferentes variables respuestas, este análisis ayudará a identificar cuáles factores tienen un efecto estadísticamente significativo, sobre cada una de las variables respuesta mediante la construcción y uso de varias pruebas y gráficos. La prueba F en la tabla ANOVA permitirá identificar los factores que tienen inferencia sobre cada variable. El gráfico de medias e interacciones ayudará a interpretar los efectos significativos y el comportamiento de cada variable en relación a los dos factores seleccionados para este diseño (Altura, Torque - RPM), dado que todo este análisis se apoya en la suposición de que los datos provienen de una distribución normal, son independientes y de varianza homogénea, los gráficos de independencia de los residuos, de normalidad de los residuos y de homogeneidad de los residuos a validaron los supuestos del modelo tenidos en cuenta en el planeamiento del diseño experimental.

Tabla 2.6. Análisis de varianza (Tabla Resumen de Anova) para variables respuesta

Variable	Factores de variación			
	Altitud		Torque - RPM	
	Relación F	Valor P	Relación F	Valor P
Consumo de combustible	78.69	0.00	285.81	0.00
gef	32.04	0.0000	272.58	0.00
	52.78	0.0000	307.65	0.00
	25.08	0.0000	98.18	0.00
Dosado (C/A)	54.30	0.0000	60.74	0.00
%CO ₂	12.32	0.0015	24.87	0.00
%CO	5.69	0.0239	2.35	0.039
%O ₂	38.52	0.0165	74.18	0.00
%CH ₄	0.01	0.9348	8.27	0.00

La tabla 6.2 muestra el efecto de cada factor y su influencia en cada una de las variables respuestas que se han seleccionado. Al analizar el valor de probabilidad P para cada uno de los factores, se observa que todos los valores de P son menores de 0,05

(valor $P < 0,05$), concluyendo que tanto la altitud como el régimen de funcionamiento del motor (Torque - RPM), poseen efectos estadísticamente significativos sobre cada una de las variables respuestas con un nivel de confianza del 95%, exceptuando las emisiones de CH_4 , en donde el valor de P es $> 0,05$ respecto a la altitud.

La Figura 1.6 A, muestra la distribución de medias del consumo de combustible en relación al factor altitud, donde se observa que el consumo de Gas Natural es mayor en San Pedro que en Medellín, esto lo corroboran los datos donde el consumo para Medellín (1) esta oscilando entre $1,45 \text{ E-}3 \text{ m}^3/\text{s}$ y $1,56 \text{ E-}3 \text{ m}^3/\text{s}$ aproximadamente, con un consumo promedio para Medellín (1) de $1,50 \text{ E-}3 \text{ m}^3/\text{s}$, mientras que para San Pedro (2) el consumo esta oscilando entre $1,84 \text{ E-}3 \text{ m}^3/\text{s}$ y $1,92 \text{ E-}3 \text{ m}^3/\text{s}$ aproximadamente, con una media de $1,88 \text{ E-}3 \text{ m}^3/\text{s}$. Parte de la explicación radica a que la densidad del aire en San Pedro (2) es menor que en Medellín (1), haciendo que el motor en San Pedro al requerir un mayor flujo volumétrico de aire, por efecto venturi, induzca mayor cantidad de combustible.

La Figura 1.6 B, muestra la distribución de medias del consumo de combustible para todos los regímenes de funcionamiento del motor (Torque - RPM), esta Figura muestra que a medida que se aumenta el régimen de funcionamiento el consumo se va incrementando, lo cual era de esperarse, debido que a mayor demanda de potencia útil por parte del motor se debe aumentar el consumo de Gas Natural la cual oscila entre $2,00 \text{ E-}3 \text{ m}^3/\text{s}$ y $3,80 \text{ E-}3 \text{ m}^3/\text{s}$. También es claro que para cada régimen, el consumo posee unos límites inferior y superior independientemente del factor altitud que se este trabajando.

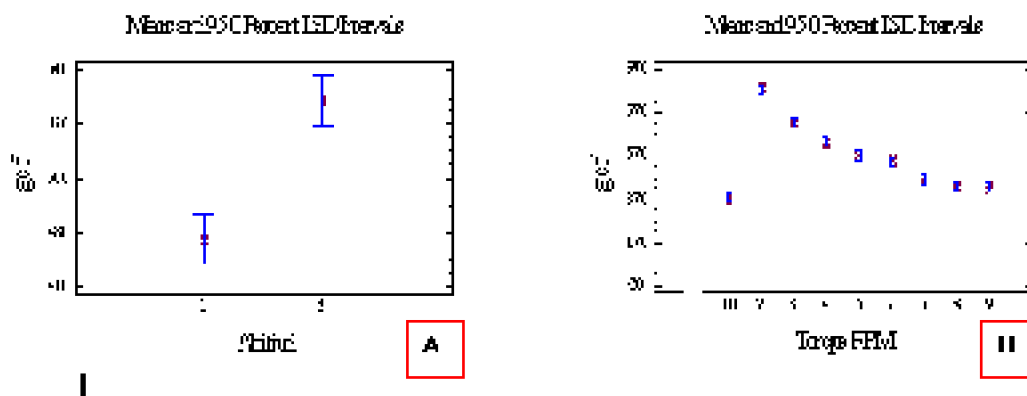
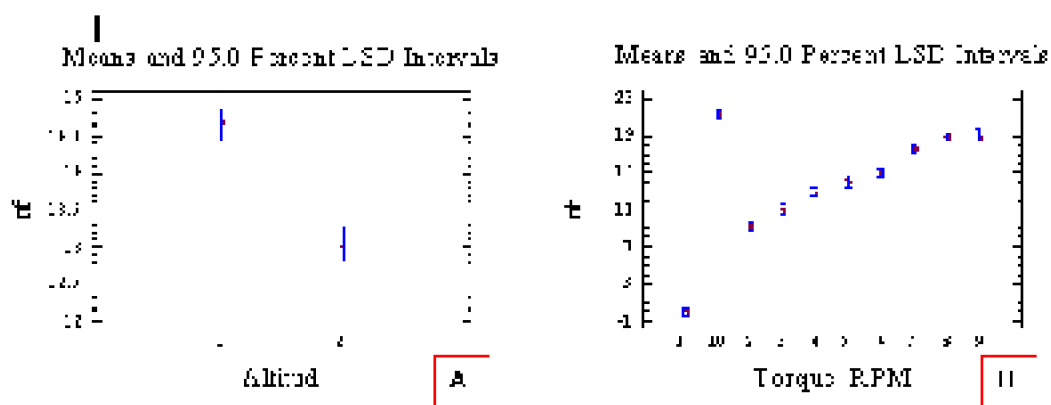


Figura. 2.6 A – 2.6 B. Distribución de Medias de gef Según los Factores Altitud y Régimen de Funcionamiento (Torque - RPM)

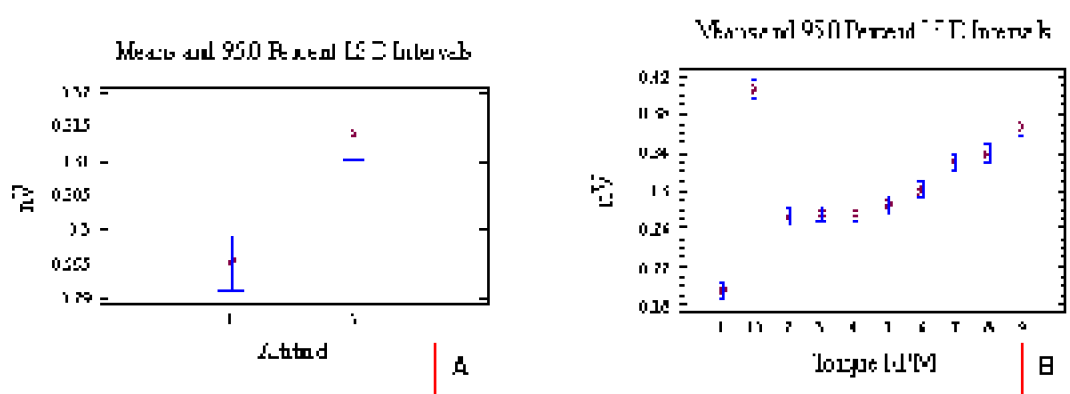
La Figura 2.6 A, muestra la distribución de medias del consumo específico de combustible (gef), en relación al factor altitud, donde se observa que el gef es mayor para San Pedro (2) que en Medellín (1), esto se corrobora con los datos obtenidos a partir de la fase experimental el cual para San Pedro (2) esta oscilando entre 518 g/Kw-h y 537 g/Kw-h , con un gef promedio de 530 g/Kw-h , mientras que para Medellín (1) el gef esta oscilando entre 467 g/Kw-h y 490 g/Kw-h , con una media de 480 g/Kw-h , este análisis muestra la relación directa que existe entre el consumo de combustible y la variable

consumo específico de combustible (gef). Anteriormente en la Figura 6.1A ya se había analizado el aumento de combustible en San Pedro (2) en relación a Medellín (1). Como era de esperarse será mayor el gef para la condición (2) en relación a la condición (1), para poder mantener la misma potencia, la cual fue fija para cada nivel en relación al factor altitud (ver tabla 4.1 y 4.3)

La Figura 2.6 B muestra que a medida que aumenta el régimen de funcionamiento del motor, el consumo específico (gef) disminuye, este comportamiento sólo se ve alterado para la condición (1) (900 RPM - 0 N*m); es lógico que al no haber carga, el motor no está sometido a esfuerzo alguno y por la ecuación de potencia útil esto dará como resultado cero. Si el valor de la potencia útil es cero el gef tiende a infinito. La Figura 6.4 cumple las predicciones que la teoría [1], [2],[3] del capítulo 4 lo cual soporta que a medida que se aumenta el régimen de funcionamiento, el consumo específico debe ir en decrecimiento, con un valor inferior de 290 g/Kw -h y un limite superior de 945 g/Kw -h aproximadamente.



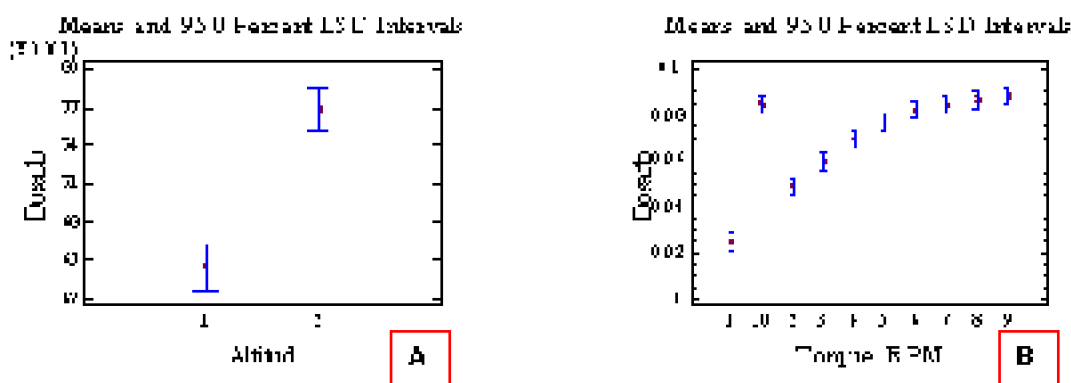
Figuras 3.6 A – 3.6 B . Distribución de Medias del Rendimiento de Conversión de Combustible Según los Factores Altitud y Régimen de Funcionamiento (Torque - RPM)



Figuras 4.6 A – 4.6 B . Distribución de Medias del Rendimiento Volumétrico Según los Factores Altitud y Régimen de Funcionamiento (Torque - RPM)

Debe quedar claro que todo parámetro que se vea afectado por la relación aire –

combustible, tales como: velocidad de combustión, límite seguro de operación del motor y energía de ignición, están relacionados directamente con el mezclador de gas natural seleccionado, ya que este es quien cumple esta función.

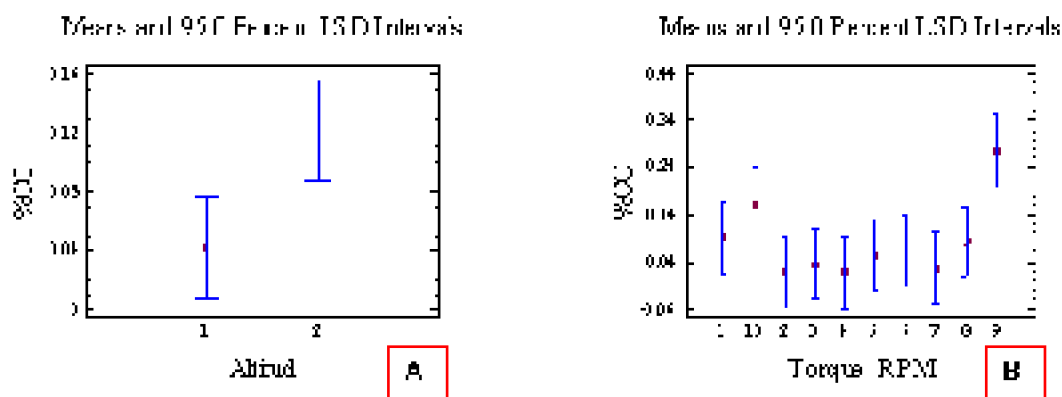


Figuras 5.6 A – 5.6 B. Distribución de Medias del Dosado C/A Según los Factores Altitud y Régimen de Funcionamiento (Torque - RPM)

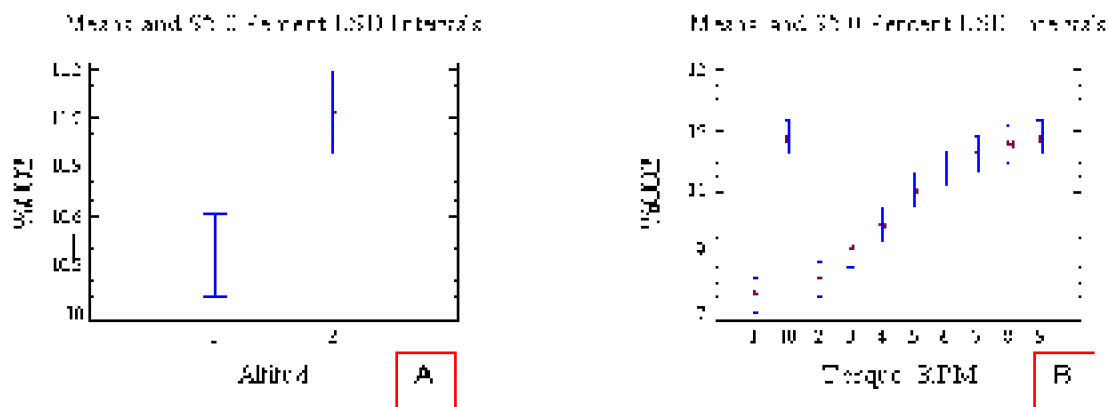
La Figura 5.6 A, muestra la distribución de medias del dosado C/A, en relación a el cambio de altitud lo cual es nuestro principal y primordial objetivo, partiendo de los datos experimentales se puede observar que el dosado C/A es mayor en San Pedro (2) que en Medellín (1), el cual para San Pedro (2) esta oscilando entre 0,075 y 0,0785 aproximadamente, con una media para el dosado C/A en San Pedro (2) de 0,077, mientras que para Medellín esta oscilando entre 0,063 y 0,066 con un dosado C/A promedio de 0,645 aproximadamente. En la condición (1) vamos a tener un menor dosado que en la condición (2), lo cual se ve evidenciado por un mayor consumo de combustible en San Pedro para mantener el mismo nivel de potencia útil (Torque * RPM).

La Figura 5.6 B, evidencia que a medida que se incrementa el régimen de funcionamiento de un motor el dosado C/A también se incrementa, esto se explica mediante el análisis del consumo de combustible y el consumo de aire los cuales van en aumento y dosado C/A es un indicador de si el motor trabaja con mezclas ricas o pobres, el dosado posee un limite inferior de 0,02 y 0,09 teniendo en cuenta todos los regimenes de funcionamiento del motor.

Figuras 6.6 A - 6.6 B . Distribución de Medias las Emisiones de %CO Según los Factores Altitud y Régimen de Funcionamiento (Torque - RPM)



La Figura 6.6 A, muestra la distribución de medias de las emisiones de %CO en relación a la altitud, donde se observa que se obtienen mayor % de emisiones de CO en San Pedro (2) respecto a Medellín (1), partiendo de los datos experimentales las emisiones de %CO para San Pedro (2) están oscilando entre 0,09% y 0,156% con un valor promedio de 0,125% de CO, mientras que para Medellín (1) esta varía entre 0,009% y 0,08% con un valor promedio de las emisiones de 0,04%. De esta Figura se puede concluir que para un motor de combustión interna las emisiones de CO, son mayores para San Pedro (2) que para la condición de Medellín (1), como se había pronosticado en el análisis de la eficiencia de conversión de combustible, se esperaba tener más emisiones de CO y de CH_4 en la condición (2) respecto a la condición (1).

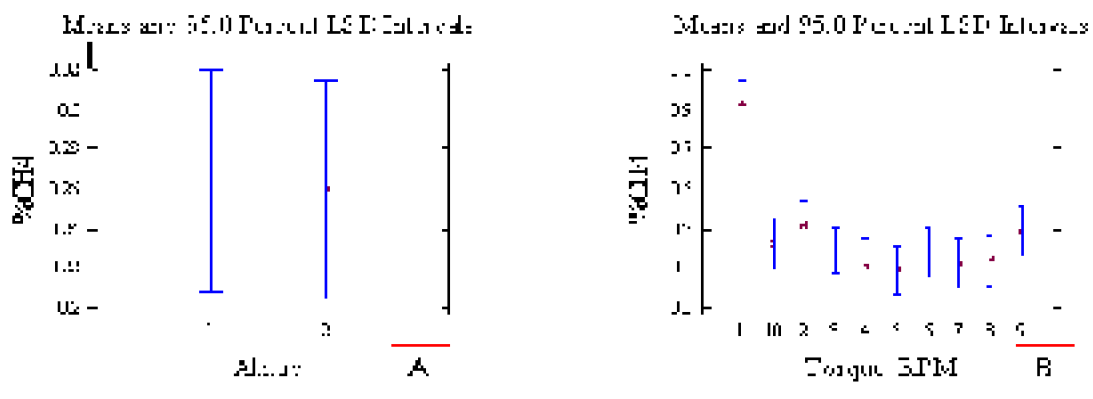


Figuras 7.6 A – 7.6 B . Distribución de Medias las Emisiones de %CO₂ Según los Factores Altitud y Régimen de Funcionamiento (Torque - RPM)

La Figura 7.6 A, indica la distribución de medias del % de emisiones de CO₂, respecto a la altitud, donde se puede observar que el porcentaje de emisiones de CO₂ son mayores en San Pedro (2) que en Medellín (1), partiendo de los datos experimentales los cuales para San Pedro (2) están oscilando entre 11% y 11,5%, con un valor promedio de 11,2% aproximadamente, mientras que para Medellín (1) está variando entre 10,1% y 10,3% con unas emisiones promedio de 10,35%. En conclusión la variación del %CO₂ con el factor altitud, es observable que para un MEP convertido a gas natural, las emisiones de CO₂ se incrementan a medida que la presión atmosférica va decreciendo.

Para nuestro estudio las emisiones de CO_2 son mayores en San Pedro (2) en relación a Medellín (1).

La Figura 7.6 B, evidencia que el aumento en las emisiones de CO_2 , se ven influenciadas por el régimen de funcionamiento del motor (Torque - RPM), a medida que se incrementa el régimen de funcionamiento del motor también se observa un aumento muy marcado en las emisiones de CO_2 , las cuales varían desde un 7% como limite inferior para la condición (0 N*m – 900 RPM) mas baja, y 13,5% para la condición más alta de funcionamiento (60 N*m – 3000 RPM).



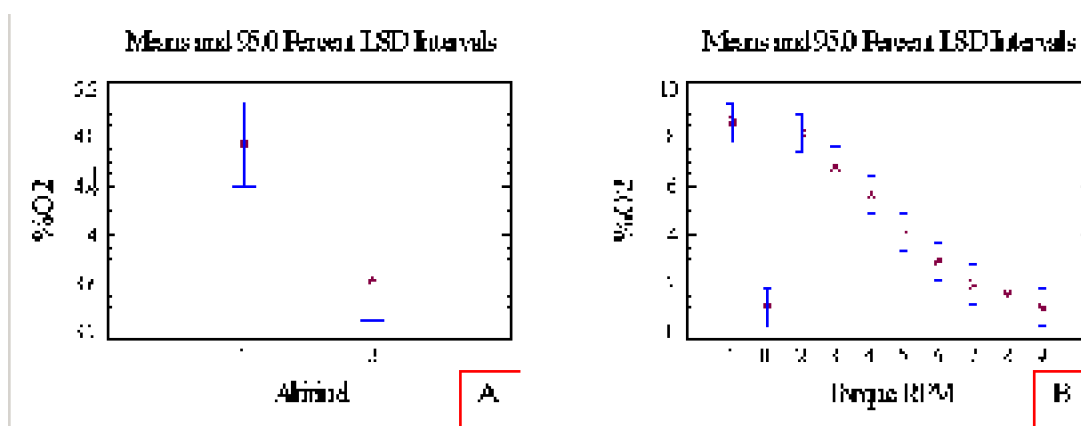
Figuras 8.6 A – 8.6 B. Distribución de Medias las Emisiones de %CH₄ Según los Factores Altitud y Régimen de Funcionamiento (Torque - RPM)

La Figura 8.6 A, muestra las emisiones de %CH₄ en relación al cambio de altitud, donde se observa que las emisiones de CH₄ son independientes de la ciudad o sitio de operación del motor, mientras para Medellín (1) oscila entre 0,205% y 0,32% aproximadamente con una media de 0,265, en San Pedro (2) este oscila entre 0,205% y 0,317% con una media de 0,259%. Esto muestra que las emisiones de CH₄ son independientes del factor altitud, esto soporta lo predicho por la tabla de resúmenes de ANOVAS, donde el valor de P para el factor altitud es mayor de 0,05, lo cual permite concluir que las emisiones en la condición (1) son muy similares a las de la condición (2).

La Figura 8.6 B, muestra que las emisiones de CH₄, mantienen porcentajes muy bajos para cada régimen de operación del motor, es de observar que la mayoría de los regímenes la variación en las emisiones de CH₄ no sobre pasa el 0,5%. Para nuestro motor de pruebas este produce bajas emisiones, a excepción del modo (1) ralenti (0 N*m – 900 RPM) en donde los niveles de emisiones de % CH₄ sobre pasa la media del conjunto de puntos independientemente de la altitud con un valor mínimo de 0,8% y un máximo de 1,05%.

Para la prueba de normalidad se utilizó el estadístico de Kolmogorov-Smirnov .

La tabla 7 muestra los resultados para el CO



Figuras 9.6 A – 9.6 B. Distribución de Medias las Emisiones de $\%O_2$ Según los Factores Altitud y Régimen de Funcionamiento (Torque - RPM)

La Figura 9.6 A, muestra la distribución de medias de $\%$ de O_2 en los gases de escape del motor, donde se observa que existe un mayor $\%$ de emisiones de O_2 en Medellín (1) respecto a San Pedro (2), las emisiones en Medellín (1) están oscilando entre 4,3% y 5,1% con una media de emisiones de 4,75%, mientras que para San Pedro (2) esta oscila entre 3,3% y 4,0% con una media para el $\%$ de O_2 en los gases de escape de 3,6%. Este comportamiento se debe a que si bien en San Pedro (2) el motor aspira mas flujo volumétrico de aire, el oxígeno que este contenía se aprovecho mayoritariamente para la combustión de la mezcla gas – comburente en los pistones del motor. Es de aclarar que el motor de pruebas esta trabajando con mezclas muy ricas en promedio en San Pedro (2), mientras que en Medellín (1) se esta trabajando con mezclas pobres o muy cercas estequiométrico.

La Figura 9.6 B, esta Figura evidencia que ha medida que el régimen ó el grado de exigencia del motor de pruebas va aumentando las emisiones de O_2 en los gases de escape son menores, este comportamiento va ligado al rendimiento volumétrico pero de manera indirecta, a medida que aumenta la exigencia del motor la válvula de mariposa estará en un punto de abertura mayor respecto a el punto de operación anterior, lo cual con lleva a que se aspire más aire y se induzca más gas por efecto venturi. Adicionalmente habrá menos restricción al paso de aire en el múltiple a medida que se aumenta el régimen de operación del motor de pruebas, ya que como se había mencionado antes la valvula de admisión se encuentra con mayor grado de abertura a medida que aumenta la exigencia del motor.

La validación de supuestos se hace mediante el estadístico de prueba de Kolmogorov – Smirnov, una aclaración bien importante es que todos los supuestos sobre los cuales se construyeron estos análisis parten de una distribución normal de nuestros datos obtenidos a partir de la experimentación.

Tabla 3.6. Validación de Supuestos Mediante el Estadístico de Prueba de Kolmogorov - Smirnov

Variable				
	Estadístico de prueba	Valor	Forma modificada	Valor P
Consumo Combustible	KOLMOGOROV - SMIRNOV D	0.0944474	0.609087	>=0.10
gef		0.0746699	0.481542	>=0.10
Dosado (C/A)		0.0838964	0.541044	>=0.10
%CO ₂		0.132548	0.854797	<0.10
%CO ₂		0.144996	0.935072	<0.05
%O ₂		0.192993	1.2446	<0.01
%CH ₄		0.132746	0.856075	<0.10
		0.235642	1.25432	<0.10
		0.164198	1.05891	<0.01

Este estadístico permite no rechazar la idea de que los residuales provienen de una distribución normal, con un 90% de confiabilidad siempre y cuando el valor de sea mayor que 0,01, como es de observar en la tabla 6.5 muestra el valor de P, para cada variables respuesta, para el caso del rendimiento volumétrico, dosado C/A, y las emisiones; nosotros debemos rechazar la idea de que los residuales provienen de una distribución normal. Esto también puede significar de que existe alguna tendencia en los residuales de cada una de estas variables, para analizar más a fondo este comportamiento se debe realizar un análisis y realizar nuevo tratamiento a cada uno de los residuales haciendo uso del paquete estadístico EVIEWS 3, el cual permite despejar la duda de si los residuales provienen o no de una distribución normal, ya que el paquete ESTATGRAPHICS PLUS 5.0 no brinda esta posibilidad de análisis. Para sobre llevar este aspecto puede hacer uso de la estadística no paramétrica con la prueba de Kruskal-Wallis para normalidad por ejemplo.

CONCLUSIONES

En este estudio se evidencia que un motor de encendido provocado (MEP) convertido a Gas Natural, demanda más consumo de combustible a medida que se incrementa la altitud, para lograr mantener la misma potencia útil. Esto se debe fundamentalmente por el efecto que causa la disminución de la densidad del aire con la altitud, ya que a menor densidad tendremos menor cantidad de oxígeno por m³ aspirado en el motor, lo cual se traduce que el motor debe aspirar más aire y por efecto venturi arrastra más combustible ocasionando mezclas muy ricas. Si nos ubicamos en una condición de Operación para el motor de pruebas (1400 R.P.M y 15 N*m), comparando la prueba N° 1 en Medellín (1) respecto a la prueba N°1 San Pedro (2), podemos afirmar que para mantener la misma potencia útil debemos aumentar el consumo de combustible de 4,20E-4 Kg/s a 4,869E-4 Kg/s, lo cual establece un gasto de gas natural de 6,69E-5 Kg/s más en San Pedro que en Medellín. Adicionalmente si hacemos uso del diagrama de medias para el consumo de combustible, en relación al efecto altitud podemos observar que efectivamente el consumo de gas natural promedio en Medellín (1) es de 1,5E-3 Kg/s respecto a 1,88E-3 Kg/s en San Pedro (2), dando como resultado un aumento en el consumo de gas natural en San Pedro (2) de un 20% más respecto a Medellín (1).

Debido a que al motor no se le realizó ninguna modificación en su funcionamiento, se puede afirmar que existen algunas soluciones para disminuir la pérdida de potencia con la altura sin consumir tanto combustible. La primera solución que aparece es modificar el boquerel (válvula de paso de Gas Natural al mezclador) de alta presión así se lograría dar paso al combustible más óptimo y necesario para una mezcla más próxima a la estequiométrica, para poner en práctica la anterior se debería establecer un sistema de lazo cerrado, lo cual hace posible controlar la cantidad de oxígeno en los gases de escape mediante la sonda lambda. Otra solución es modificar el grado de avance de la chispa, no se puede olvidar que a mayor número de octano (NO), también sucede que la velocidad de quemado es menor, es decir se necesita más tiempo para quemarse la mezcla aire – gas natural. Hay que hacer aclaración de que las primeras etapas de la combustión del gas natural son endotérmicas y que además el gas natural posee estructura tetraédrica, lo cual la hace muy estable y resistente a la ignición, ocasionando un aumento en la energía de ignición para encenderlo. Estos dos elementos hacen que el periodo de desarrollo de la llama sea más largo para el gas natural que para la gasolina, si no se hace esta corrección en el grado de avance, es muy probable que las emisiones de contaminantes así como de inquemados aumenten en el motor.

Es necesario establecer parámetros de abertura o mejor dicho ejercer un control alguno sobre la válvula de mariposa, lógico en vehículos controlados electrónicamente esto no sería un problema, ya que poseen tecnología de inyección de combustible en cámara, adicionalmente de que disponen de tecnología de lazo cerrado. Pero en para el caso Colombiano se deben establecer parámetros de abertura para vehículos carburado que son la mayoría, especialmente el sector transporte (Taxis) en las grandes ciudades Colombianas, ya que disponer de tecnología de lazo cerrado harían muy inviable la conversión de vehículos.

Otra variable que no se analizó fue la Humedad Relativa, dando origen a un nuevo proyecto de investigación sobre el efecto en el consumo de combustible, y podría dar referencia y pautas en la puesta a punto en vehículos convertidos para las diferentes ciudades colombianas.

Las Figuras 4.6 A y 4.6 B del capítulo 6 muestra cómo el combustible (Gas Natural), es aprovechado de una mejor manera en el motor para la condición Medellín (1) respecto a la condición San Pedro (2). Era de esperarse que en la condición Medellín (1) por estar a una mayor presión atmosférica, el contenido de oxígeno (O_2) será mayor y además aunque en San Pedro hubo más consumo de combustible éste no se quemó de una mejor manera (no se aprovechó mejor su potencial térmico) que en Medellín. Por lo que podemos concluir y más adelante evidenciar, que las emisiones de CO sean mayores en San Pedro que en Medellín, estos valores oscilan para San Pedro una media de 11,2% de CO mientras que para Medellín el valor es de 10,35% de CO.

Las emisiones de CH_4 , son independientes del factor altitud al cual se este operando el vehículo, esto se apoya en el diagrama de medias para el CH_4 , de la Figura 8.6 A – 8.6 B, observamos que los límites inferior y superior de % de emisiones de CH_4 son los mismos ($0,205 < \%CH_4 < 0,32$).

Se debe aclarar que las emisiones $\%CO_2$, presentan un comportamiento a típico,

que no es posible explicarlo. Ya que los % de emisiones de CO_2 , están superando los límites estequiométricos permisibles para el gas natural que es aproximadamente de 11,8% de CO_2 en base seca.

La falta de información bibliográfica, fue un gran obstáculo para el normal desarrollo de esta monografía, mientras los grandes centros urbanos del mundo se encuentran a elevaciones que no superan los 1500 m.s.n.m, en Latinoamérica sus ciudades capitales se encuentran por encima de 1600 m.s.n.m (Quito, Bogotá, La Paz, Lima, Ciudad de México etc.) por lo cual obtener información sobre el efecto altitud sobre motores no fue muy satisfactoria, de ahí que esta monografía se constituya en fuente de consulta e inspiración para futuras investigaciones con el objetivo de mejorarla y estudiar dicho fenómeno que es un problema netamente de los países latinoamericanos, con la finalidad de poder explicar teóricamente y a nivel experimental las causas del por que los motores pierden potencia con la altitud y como mitigar o disminuir dicho efecto.

REFERENCIAS BIBLIOFIGURAS

- “Movilidad Limpia. Estrategia de Futuro”. Revista UPME. No 4. Enero del 2000.
p. 7 – 14
- [2] T. MAXWELL AND J. JONES. “Alternative Fuels, Emissions, Economics, and Performance”, SAE Int, 1994
- [3] BARBOSA R., JORGE. “La Utilización del Gas Natural Comprimido para el Transporte Vehicular”. Revista Acogas No 24, p. 6 – 10. Octubre de 1998
- [4] AGUDELO, J.R.; CORREDOR, L.A.; TORRES, J.E. “Análisis comparativo de motores convencionales y convertidos a gas utilizados en transporte público funcionando a grandes alturas”. Ingeniería y Desarrollo. Universidad del Norte. 8: 70 – 88, 2000
- [5] AGUDELO, JOHN R. “Curso de Gas Natural Vehicular”. CESET, Universidad de Antioquia, 2000. p. 10 – 19.
- [6] AGUDELO, J.R.; GUTIERREZ, J.N.; GONZALEZ, J.C. “Desempeño de un motor Toyota 4.5L carburado convertido a gas natural”. Revista Gas Vehicular No.4, 1999.
p. 23 – 27.
- [7] CASTAÑO H., JOSÉ ALEJANDRO. “El Aburrá, lleno de humo”. Periódico El COLOMBIANO, viernes 18 de agosto del 2000. p. 13A.
- [8] CASTAÑO H., JOSÉ ALEJANDRO. “¡Fo! La ciudad produce 769 toneladas de humo al día”. Periódico El COLOMBIANO, lunes 15 de abril del 2002. p. 9A.

[9] CHARLES FAYETTE TAYLOR. The internal-combustion engine in theory and practice.

REFERENCIAS BIBLIOFIGURAS

- [1] T. Maxwell and J. Jones "Alternative Fuels, Emissions, Economics, and Performance". SAE Int., 1994.
- [2] Linero Welcker, Alejandro". ¿Por qué se pierde potencia en una conversión a GNVC?". Revista gas vehicular. No 2.
- [3] Agudelo S, John Ramiro; Gutiérrez Ibarra, Jaime N y González R., Julio César. "Desempeño y emisiones contaminantes de un motor Toyota 4.5L carburado convertido a gas natural". Revista gas vehicular. No 4, p. 23-27.
- [4] Agudelo S, John Ramiro y colaboradores. "Influencia de la tecnología de conversión sobre el comportamiento de motores a gasolina convertidos a gas natural". Ingeniería y Desarrollo. Universidad del Norte. 11:28 – 41, 2002.
- [5] Graboski, Michael S; McCormick, Robert, et all. "Effect of fuel composition and altitude on regulated emissions from a lean – burn, closed loop controlled natural gas engine". SAE Technical Paper Series 971707.
- [6] Machado, Analí y colaboradores. "Influencia del equipo de conversión en las emisiones tóxicas de los gases de escape de los vehículos automotores que utilizan gasolina o GNC como combustible". Rev. Téc. Ing. Univ. Zulia. Vol. 22, No. 2, 1999.

REFERENCIAS BIBLIOFIGURAS

Heywood, J.B. (1998), "Internal Combustion Engine Fundamentals". McGraw Hill, New York.

Yacoub Y, Marbun L, Bata R., " A Numerical Investigation of the Cooling Effect of Compresed Natural Gas Throttling on Engine Delivery Ratio", Transaction of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol 121, January, 1999.

Agudelo, J.R. "Gas Natural Para Uso Vehicular GNV", Departamento de Ingeniería Mecánica; Grupo Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía; Facultad de Ingeniería; UNIVERSIDAD DE ANTIOQUIA. Octubre 2001.

Agudelo, J.R. "Motores Térmicos, Principios Básicos de Motores de Combustión Interna Alternativos, Tomo 1", Departamento de Ingeniería Mecánica; Grupo Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía; Facultad de Ingeniería; UNIVERSIDAD DE ANTIOQUIA. 2000.

REFERENCIAS BIBLIOFIGURAS

Taylor F, C. (1998), "The Internal – Combustion Engine in Theory and Practice". The M.I.T press, Volumen 1, Massachusetts.

Agudelo, J.R. "Gas Natural Para Uso Vehicular GNV", Departamento de Ingeniería Mecánica; Grupo Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía; Facultad de Ingeniería; UNIVERSIDAD DE ANTIOQUIA. Octubre 2001.

Agudelo, J.R. "Motores Térmicos, Principios Básicos de Motores de Combustión Interna Alternativos, Tomo 1", Departamento de Ingeniería Mecánica; Grupo Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía; Facultad de Ingeniería; UNIVERSIDAD DE ANTIOQUIA. 2000.

REFERENCIAS BIBLIOFIGURAS

MONTGOMERY, Douglas C. Design and Analysis of experiments. John Wiley & Sons, Inc. 3rd ed. 649 p. 1991.

BEDOYA, Iván Darío; AGUDELO, John Ramiro y AGUIRRE, Víctor Daniel. "Gas Natural para Uso Vehicular (GNV). Caracterización de componentes de kit de conversión en el desempeño de un motor de encendido provocado (MEP) bicomcombustible". Grupo Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía" p. 5 – 30. 2002

Taylor F, C. (1998), "The Internal – Combustion Engine in Theory and Practice". The M.I.T press, Volumen 1, Massachusetts.

Agudelo, J.R. "Gas Natural Para Uso Vehicular GNV", Departamento de Ingeniería Mecánica; Grupo Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía; Facultad de Ingeniería; UNIVERSIDAD DE ANTIOQUIA. Octubre 2001.

Agudelo, J.R. "Motores Térmicos, Principios Básicos de Motores de Combustión Interna Alternativos, Tomo 1", Departamento de Ingeniería Mecánica; Grupo Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía; Facultad de Ingeniería; UNIVERSIDAD DE ANTIOQUIA. 2000.

ANEXO 1

FIGURAS CONSTRUIDAS A PARTIR DE LOS DATOS EXPERIMENTALES PARA EL
MOTOR DE PRUEBAS

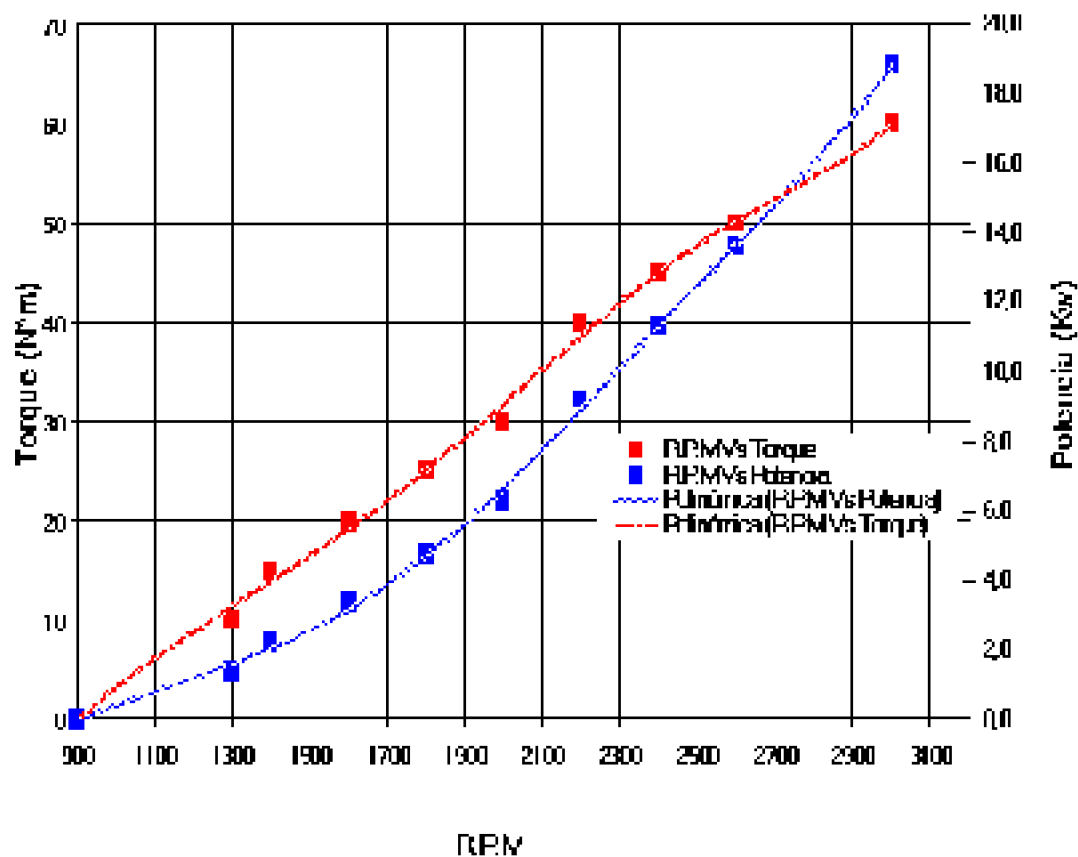


Figura A.1. Curvas Características del Motor de Ensayo en las Condiciones de Medellín para la Prueba N°1

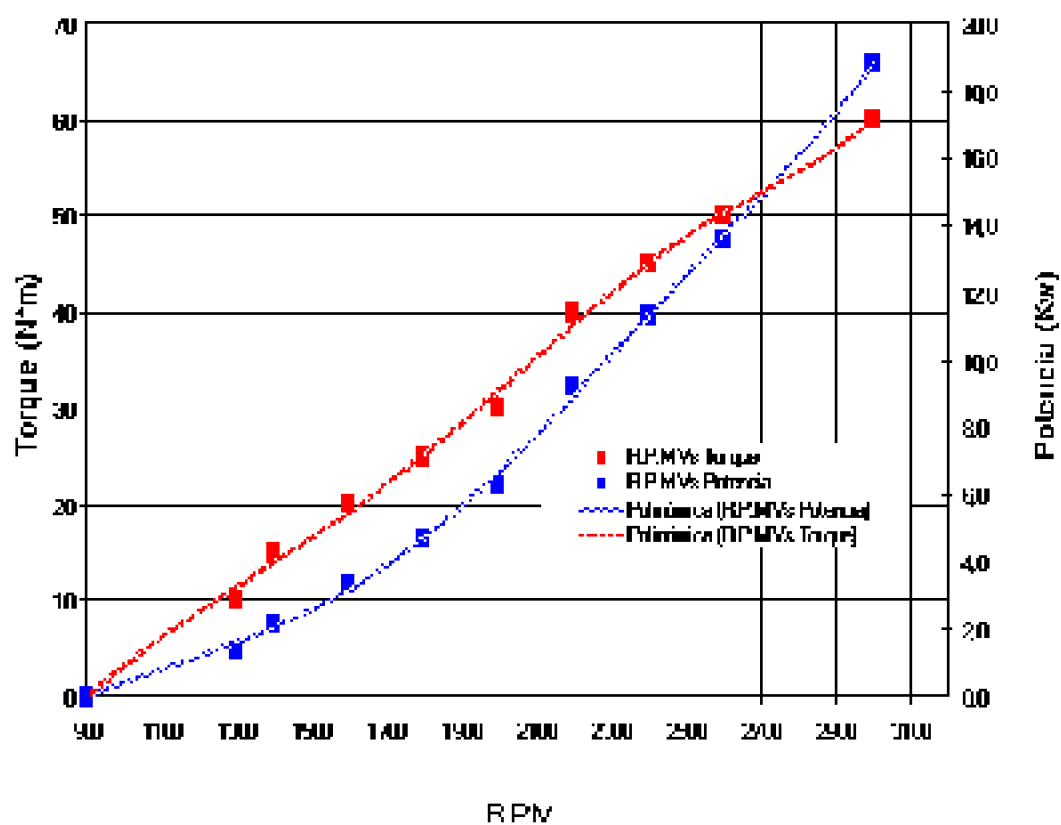


Figura A.2. Curvas Características del Motor de Ensayo en las Condiciones de Medellín para la Prueba N°2

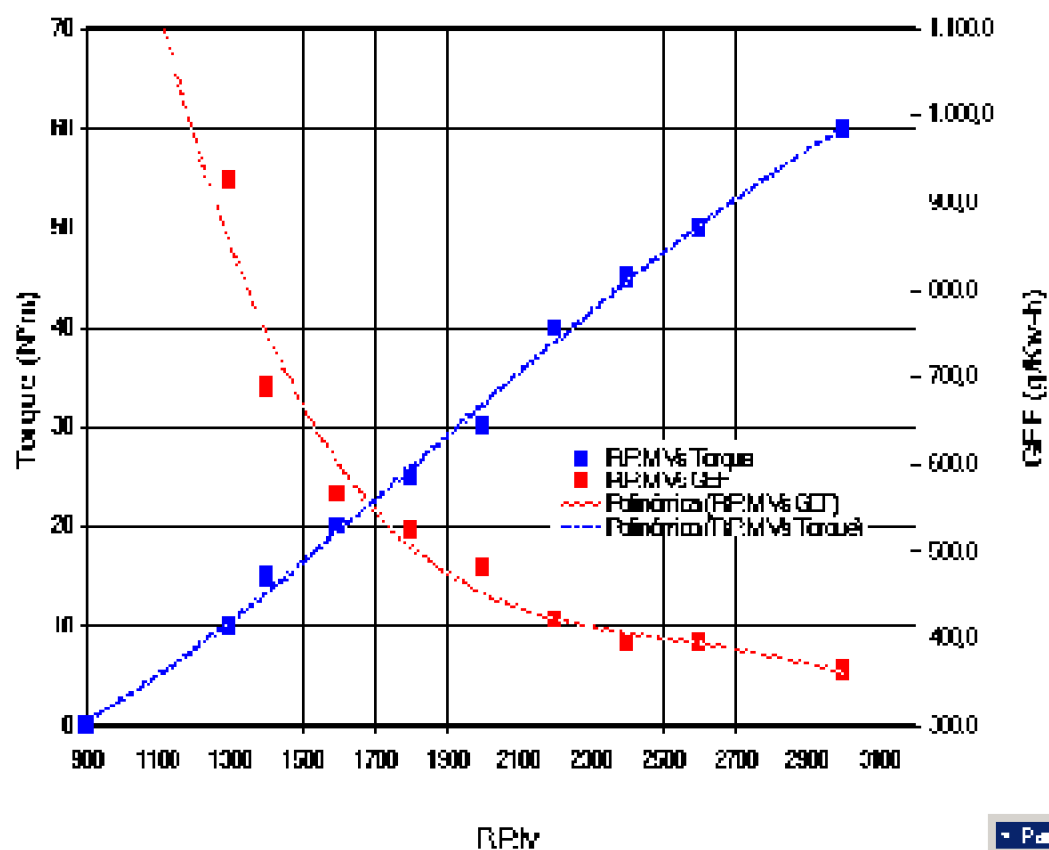


Figura A.3. Curvas Características del Motor de Ensayo en las Condiciones de Medellín para la Prueba N°1

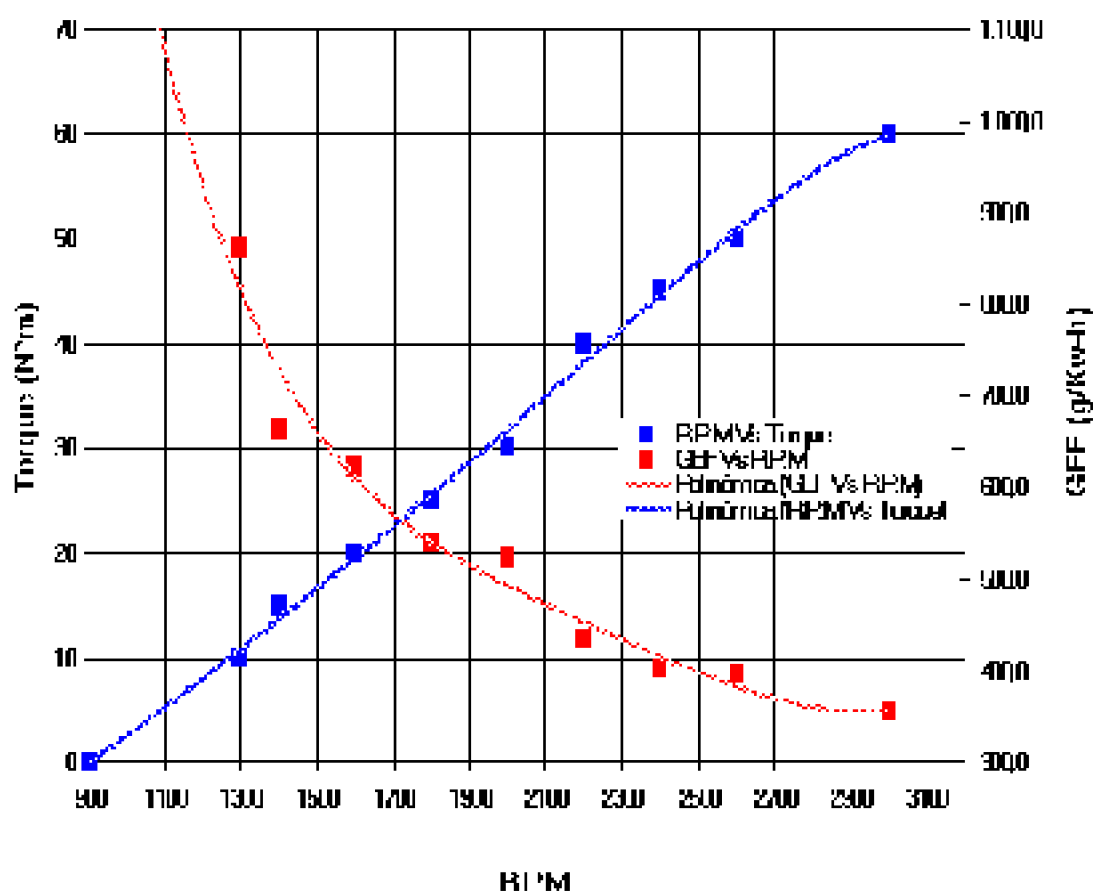


Figura A.4. Curvas Características del Motor de Ensayo en las Condiciones de Medellín para la Prueba N°2

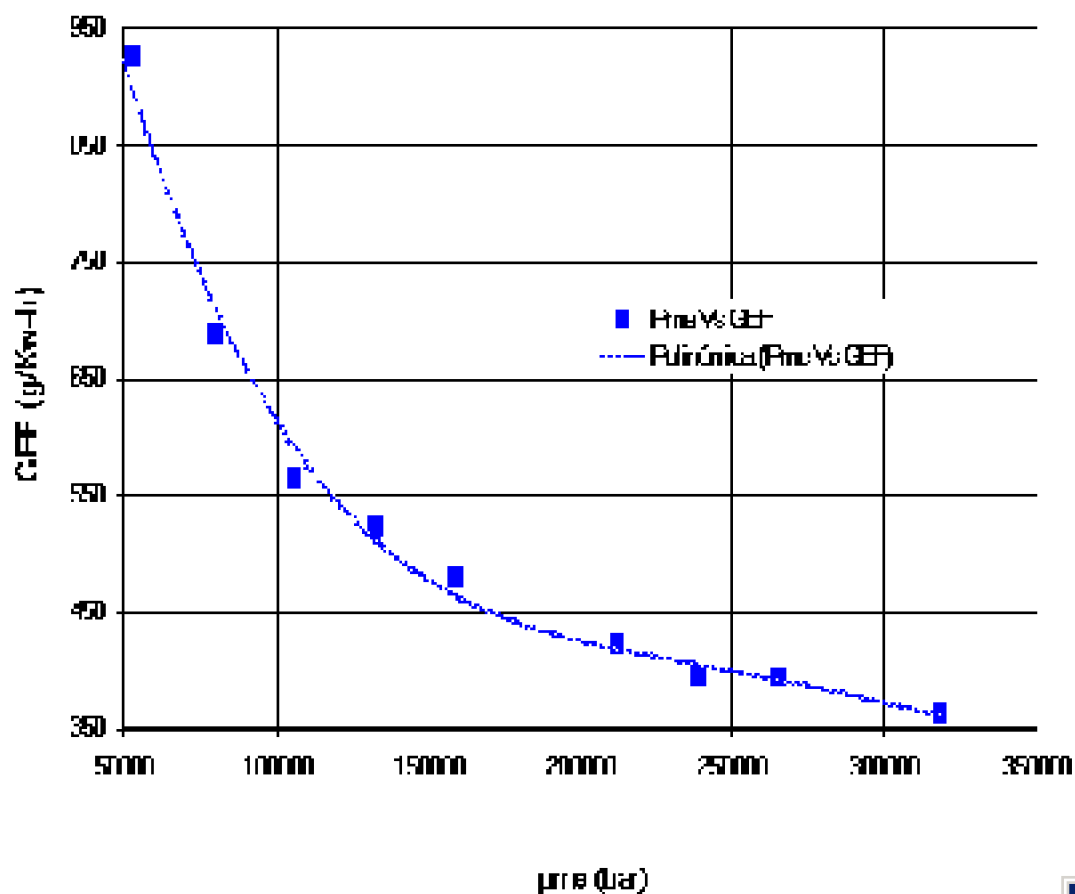


Figura A.5. Curvas Características del Motor de Ensayo en las Condiciones de Medellín para la Prueba N°1

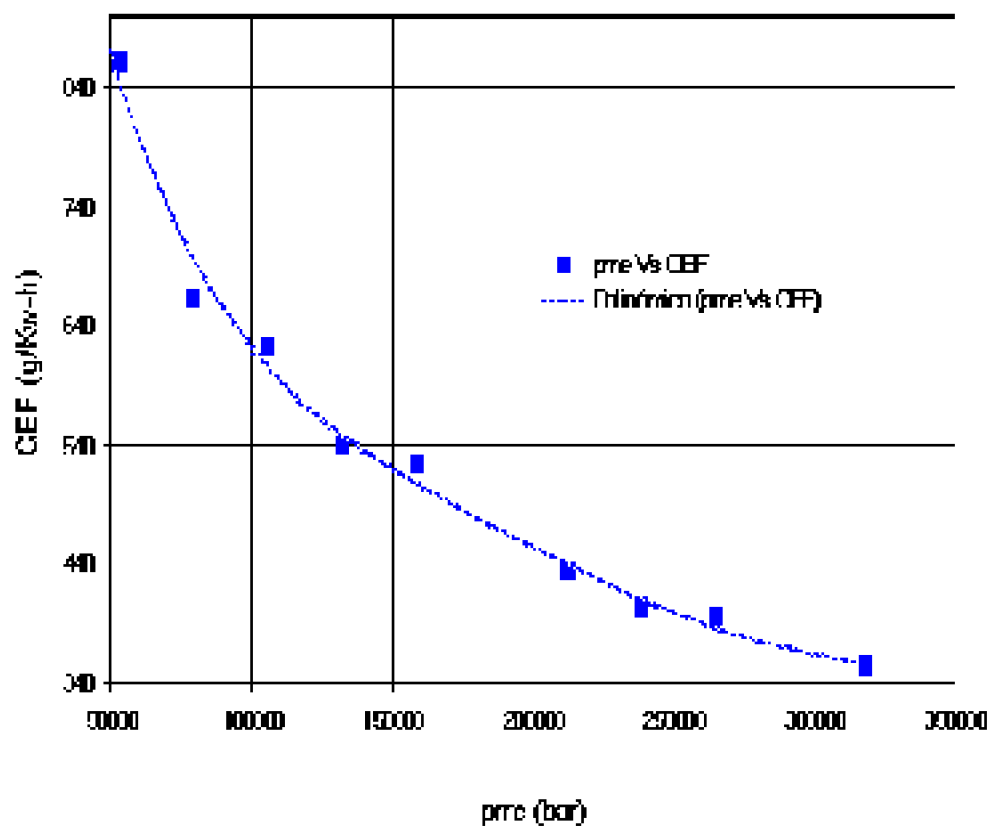


Figura A.6. Curvas Características del Motor de Ensayo en las Condiciones de Medellín para la Prueba N°2

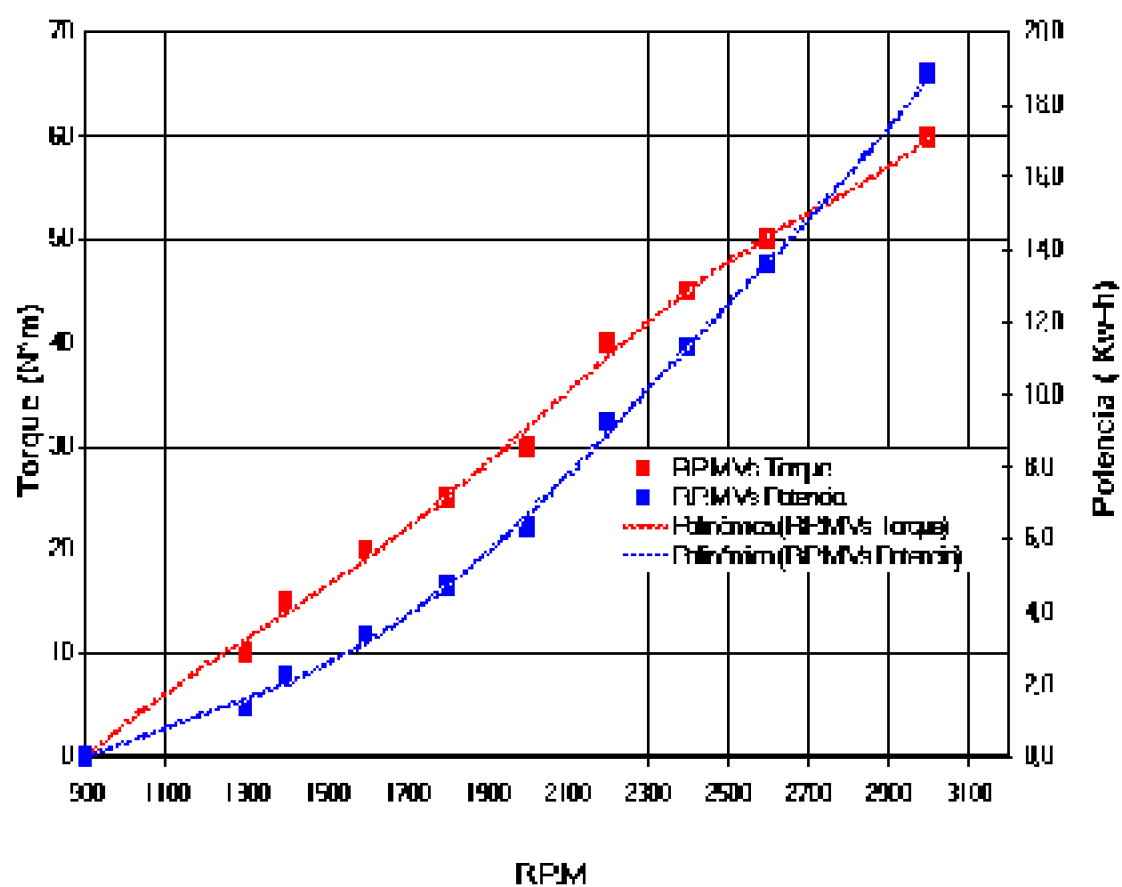


Figura A.7. Curvas Características del Motor de Ensayo en las Condiciones de San Pedro para la Prueba N°1

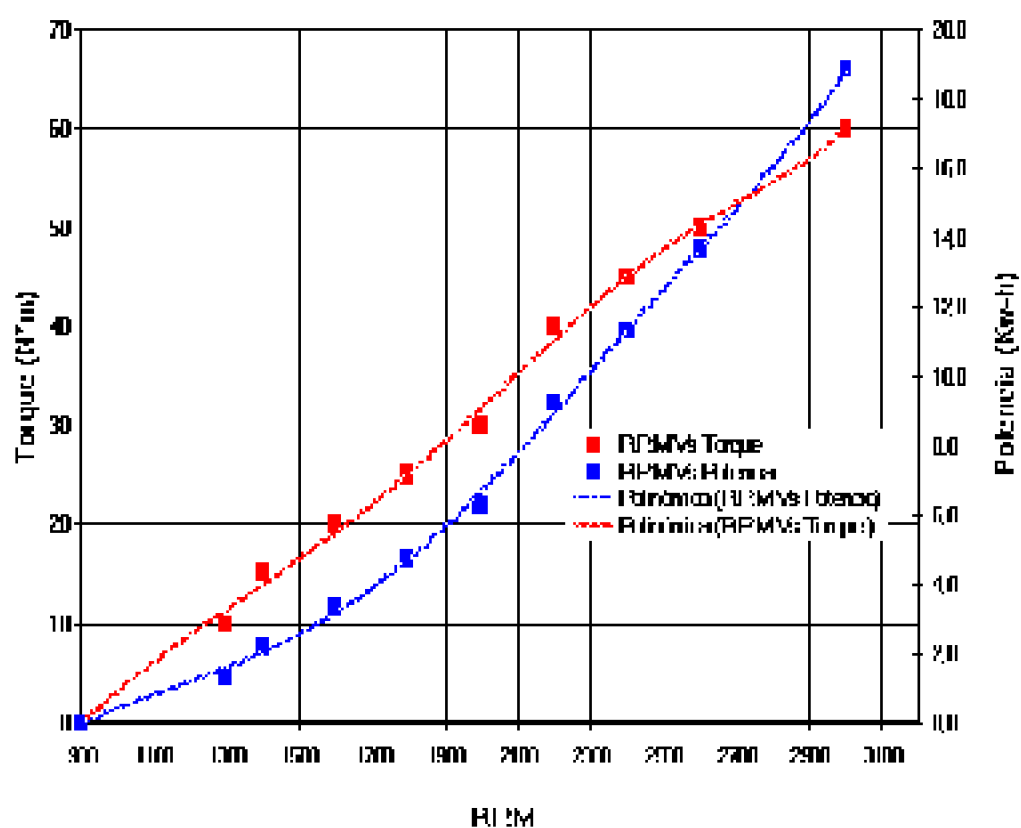


Figura A.8. Curvas Características del Motor de Ensayo en las Condiciones de San Pedro para la Prueba N°2

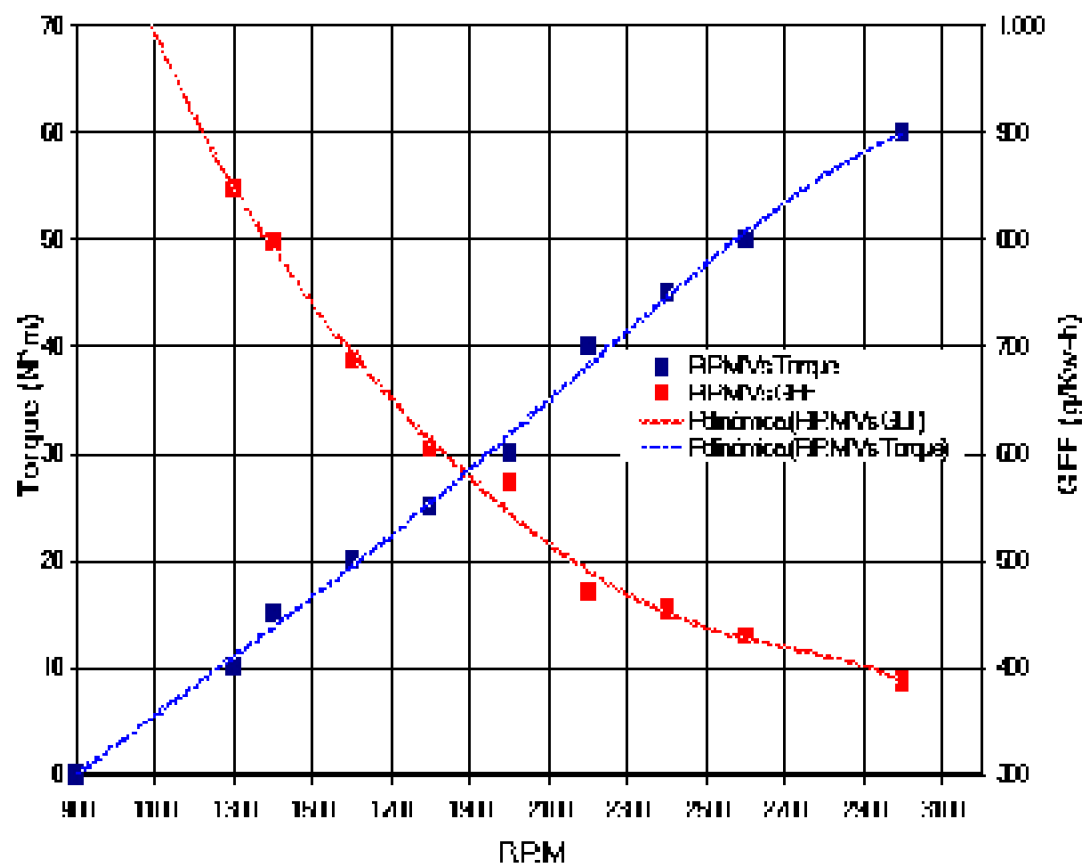


Figura A.9. Curvas Características del Motor de Ensayo en las Condiciones de San Pedro para la Prueba N°1

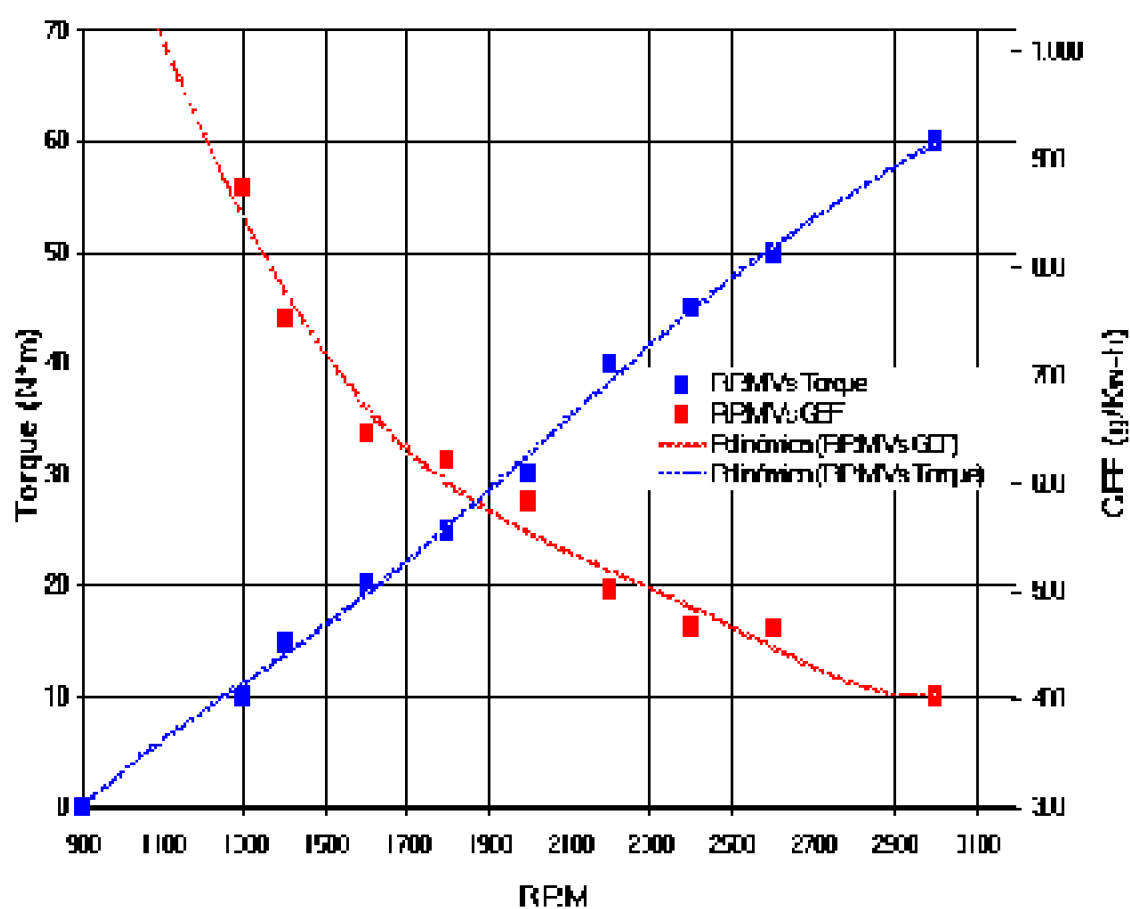


Figura A.10. Curvas Características del Motor de Ensayo en las Condiciones de San Pedro para la Prueba N°2

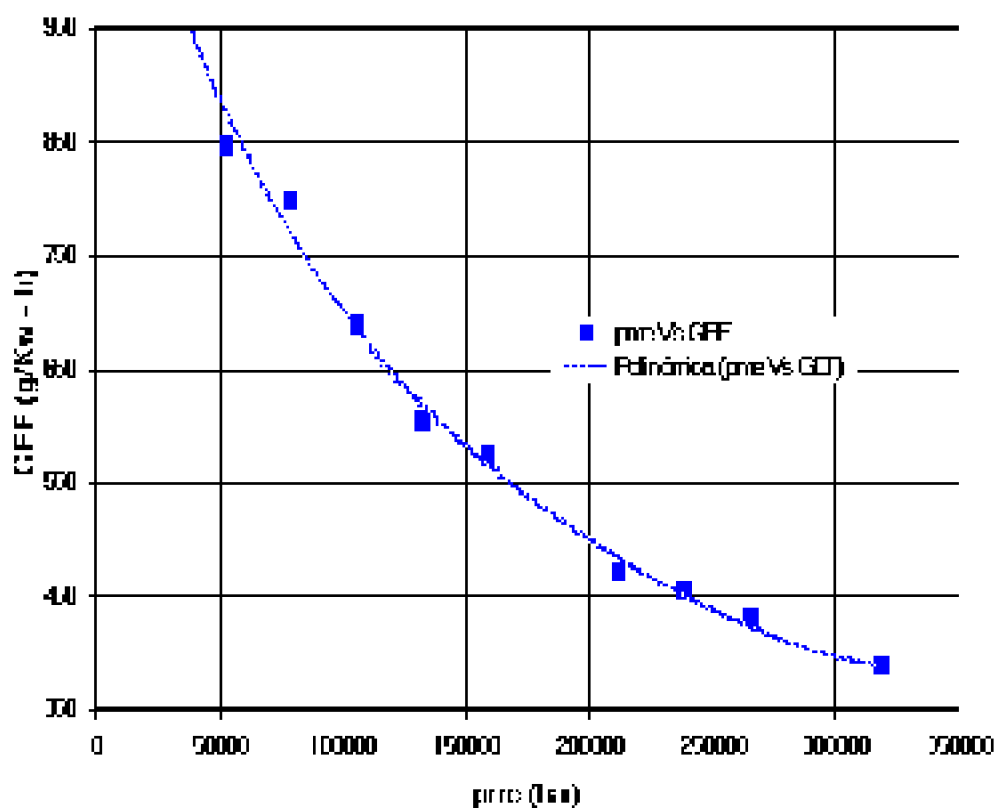


Figura A.11. Curvas Características del Motor de Ensayo en las Condiciones de San Pedro para la Prueba N°1

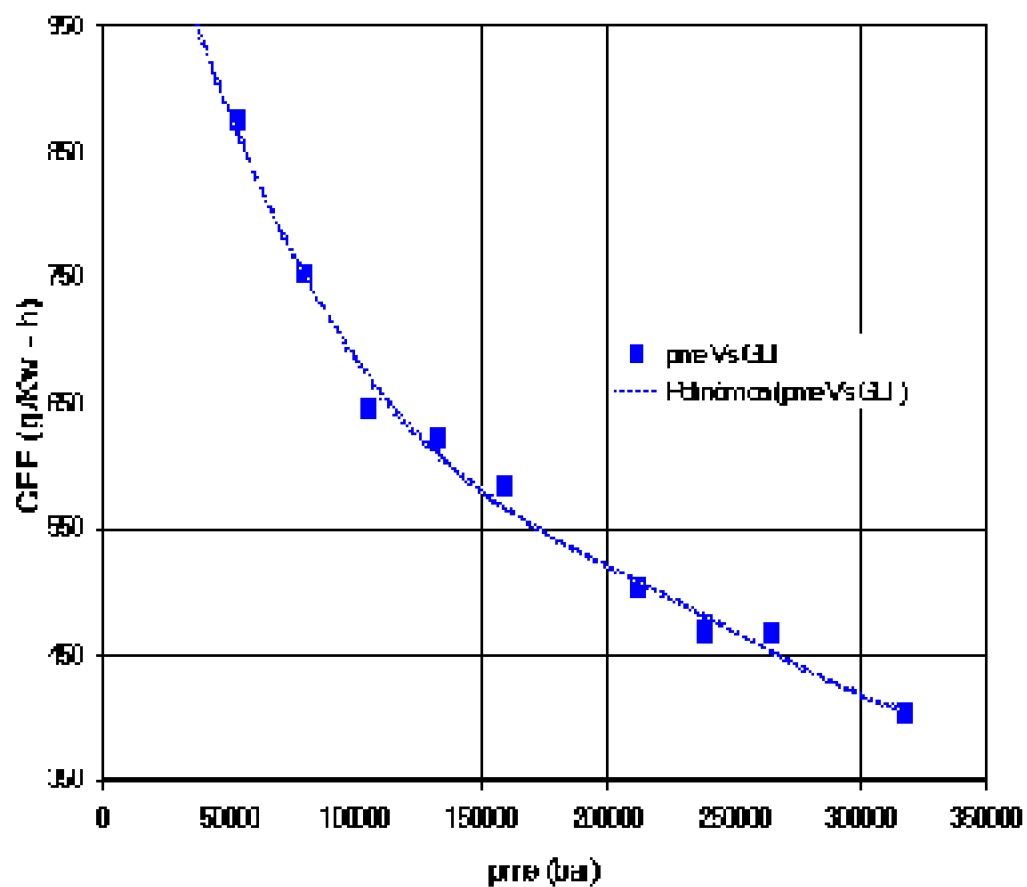


Figura A.12. Curvas Características del Motor de Ensayo en las Condiciones de San Pedro para la Prueba N°2

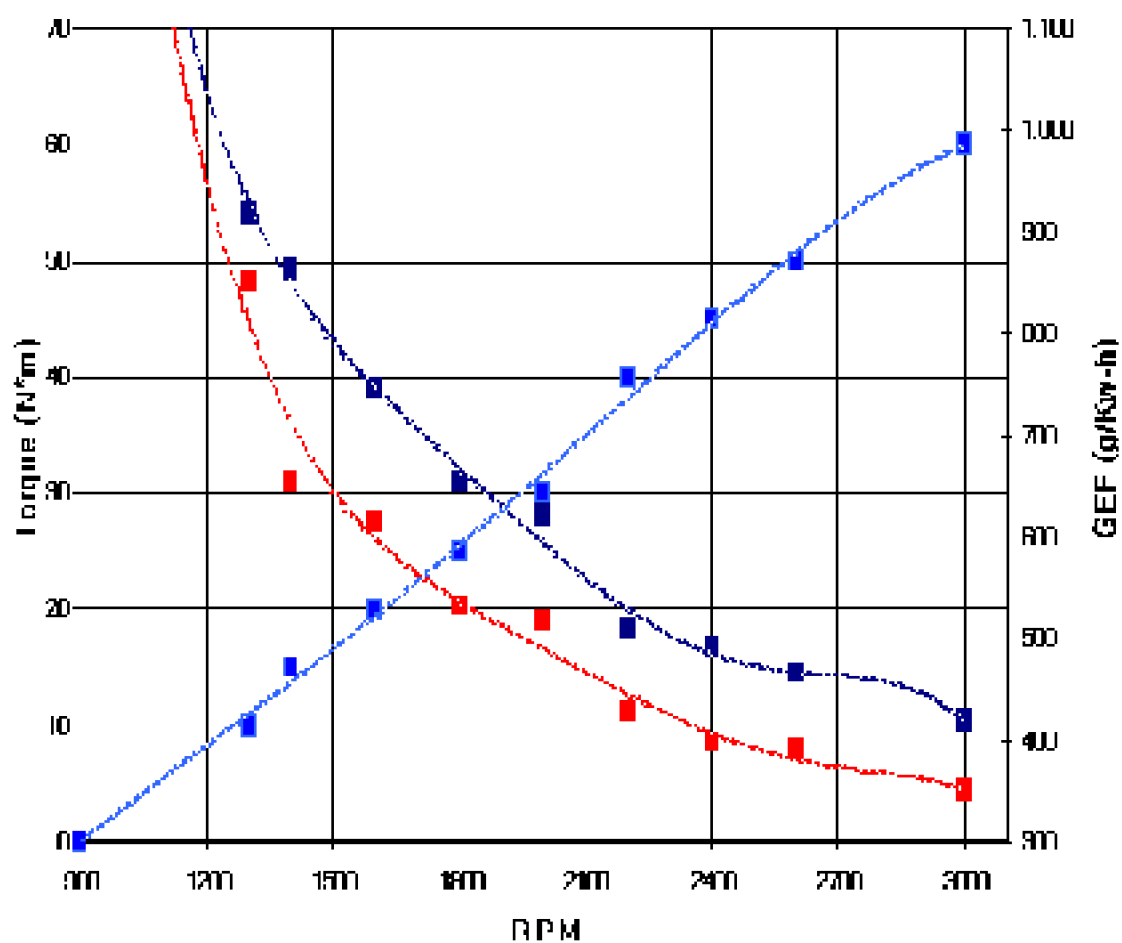


Figura A.13. Curvas Características del Motor de Ensayo en las Condiciones de Medellín y San Pedro Para Las Pruebas N°1