

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**  
**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**



**PONTIFICIA  
UNIVERSIDAD  
CATÓLICA  
DEL PERÚ**

**EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DEL USO DE GAS NATURAL EN  
UN MOTOR DIESEL APLICADO A LA GENERACIÓN ELÉCTRICA  
BAJO CONDICIONES ATMOSFÉRICAS A NIVEL DEL MAR**

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico, que presenta el bachiller:

**Leonardo Steve Ramos Rosales**

**ASESOR: Dr. Julio César Cuisano Egúsquiza**

Lima, Noviembre de 2017



**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**  
**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**

**TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

TÍTULO	<b>EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DEL USO DE GAS NATURAL EN UN MOTOR DIESEL APLICADO A LA GENERACIÓN ELÉCTRICA BAJO CONDICIONES ATMOSFÉRICAS A NIVEL DEL MAR</b>
ÁREA	Energía # 403
PROPUESTO POR	Dr. Julio César Cuisano Egúsqiza
ASESOR	Dr. Julio César Cuisano Egúsqiza
TESISTA	Leonardo Steve Ramos Rosales
CÓDIGO	20092097
FECHA	31 de mayo del 2015

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
Facultad de Ciencias e Ingeniería

17 JUN. 2015  
MIGUEL MEJIA PUENTE  
DECANO

**DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:**

La matriz energética del país demuestra la dependencia del combustible diesel y sus derivados, lo cual se viene acentuando en las últimas décadas, afectando a la balanza comercial de hidrocarburos y a la calidad ambiental. Por otra parte, el Perú cuenta con reservas importantes de gas natural que podrían reemplazar en gran medida al diesel, tanto por sus menores emisiones contaminantes como por su disponibilidad en el mercado.

En el presente trabajo de tesis se desarrolla la evaluación experimental del uso parcial del gas natural en un motor Diesel acoplado a un generador eléctrico de 45 KVA. Las pruebas experimentales permitirán medir parámetros de desempeño como potencia eléctrica, consumos de combustibles (diesel y gas natural), consumo de aire, así como presiones y temperaturas de los combustibles y del aire. Además, durante las pruebas, se registrarán algunos contaminantes presentes en los gases de escape del motor (monóxido de carbono, óxidos de nitrógeno e hidrocarburos no quemados). La metodología de ensayos considerará los dos modos de funcionamiento: modo original (motor consumiendo solo diesel) y modo dual (motor consumiendo diesel y gas natural). En el modo dual, el estudio se enfocará en el funcionamiento del motor con altos porcentajes de sustitución del diesel por gas natural. De este modo, será posible comparar el desempeño y las emisiones en ambos modos de funcionamiento.



**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**

**TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DEL USO DE GAS NATURAL EN UN MOTOR  
DIESEL APLICADO A LA GENERACIÓN ELÉCTRICA BAJO CONDICIONES  
ATMOSFÉRICAS A NIVEL DEL MAR**

Introducción

1. Fundamentos teóricos
2. Estado del arte
3. Metodología experimental
4. Resultados y análisis

Conclusiones

Recomendaciones

Bibliografía

Anexos

*Máximo: 100 páginas*

Dr. Julio César Cuisano Egúsqiza  
Asesor



## **DEDICATORIA**

Dedicado a mis padres y hermano cuyos consejos fueron fundamentales para el desarrollo de este trabajo de tesis.



## **AGRADECIMIENTOS**

Agradezco a mis padres por la confianza y apoyo durante el desarrollo de este trabajo.

A las personas involucradas en este trabajo, en especial para mi Asesor y compañeros.

## RESUMEN

En estos últimos años, se ha incrementado la búsqueda de nuevas alternativas energéticas para hacer frente a la demanda de combustible, en generación eléctrica y demás aplicaciones. Por tal motivo, se vienen estudiando distintos tipos de combustibles alternativos, y a su vez, las diferentes formas de su uso en motores de combustión interna.

En el presente trabajo de tesis, se evaluó los efectos de la sustitución parcial del combustible diesel por el gas natural sobre el rendimiento y emisiones contaminantes de un motor Diesel aplicado a la generación eléctrica. Para ello se implementó un banco de pruebas capaz de registrar las variables asociadas al funcionamiento del grupo electrógeno y se realizaron algunas modificaciones en el motor para suministrar gas natural en la línea de admisión del aire. Además, se diseñó un banco resistivo para variar la carga impuesta al motor.

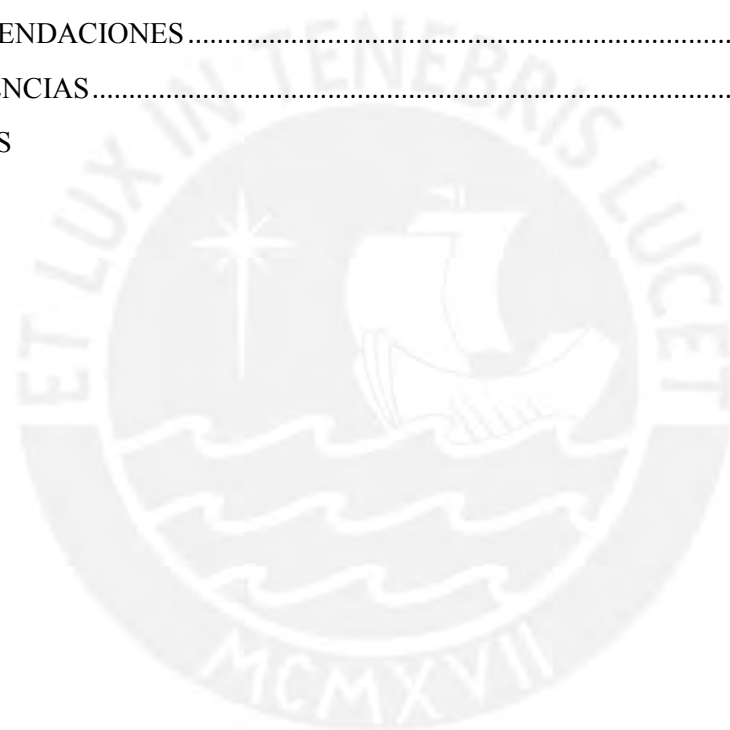
La metodología de las pruebas experimentales consistió en evaluar 6 niveles de carga y en cada una de ellos se analizó el funcionamiento en el modo Diesel original y en el modo diesel/gas natural. Para este último se definió 4 distintos niveles de consumo de gas natural.

Luego de las pruebas realizadas se encontró que para todos los niveles de carga, se logró reemplazar más del 80% del consumo de diesel por gas natural; en estos niveles de sustitución y en cargas altas el rendimiento del grupo electrógeno permaneció prácticamente constante. Por otra parte, las emisiones de NO<sub>x</sub> se redujeron para todos los niveles de carga cuando se alcanzaron los máximos niveles de sustitución de diesel por gas natural; sin embargo existe un aumento en las emisiones de HC y CO, especialmente cuando se aplicaron bajos niveles de carga eléctrica.

## ÍNDICE DE CONTENIDO

ÍNDICE DE CONTENIDO.....	I
ÍNDICE DE TABLAS .....	III
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	IV
LISTA DE SÍMBOLOS.....	VII
INTRODUCCIÓN .....	1
JUSTIFICACIÓN .....	2
OBJETIVOS .....	5
CAPÍTULO 1: FUNDAMENTOS TEÓRICOS .....	6
1.1 Gas natural .....	6
1.1.1 Definición.....	6
1.1.2 Procesamiento .....	7
1.2 Diesel .....	7
1.3 Motor de combustión interna .....	9
1.3.1 Motores de encendido por compresión .....	11
1.4 Grupos electrógenos.....	12
1.4.1 Aspectos constructivos.....	13
1.4.2 Sistemas de excitación .....	14
1.4.3 Funcionamiento en carga .....	15
CAPÍTULO 2: ESTADO DEL ARTE.....	18
CAPÍTULO 3: EXPERIMENTACIÓN .....	34
3.1. Configuración experimental.....	34
3.2. Protocolo de ensayo .....	44
3.3. Expresiones para el cálculo.....	46
3.3.1. Potencia efectiva eléctrica.....	46
3.3.2. Consumo de combustible .....	47
3.3.4. Consumo de aire húmedo y seco.....	48

3.3.5. Consumo específico aparente de combustible .....	50
3.3.6. Rendimiento efectivo eléctrico.....	51
3.3.7. Dosado relativo .....	52
3.3.8. Emisiones específicas.....	53
3.3.9. Fórmulas para corregir parámetros y errores de medición (Incertidumbre).....	55
CAPÍTULO 4: RESULTADOS Y ANÁLISIS.....	59
CONCLUSIONES .....	73
RECOMENDACIONES .....	76
REFERENCIAS.....	77
ANEXOS	





## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla I.1 - Composición del gas natural .....	3
Tabla I.2 – Propiedades principales del gas natural.....	4
Tabla 3.1 – Especificaciones principales de motor y generador.....	36
Tabla 3.2 – Características del analizador de gases.....	39
Tabla 3.3 – Parámetros medidos en los ensayos.....	46



## ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Figura I.1 – Comparación de emisiones de NO <sub>x</sub> y material particulado para diferentes combustible [4].....	2
Figura I.2 –Gases de efecto invernadero producidos por diferentes combustibles [4].....	3
Figura 1.1 – Especificaciones del diesel B5 comercializado en el Perú [8].....	8
Figura 1.2 – Las cuatro carreras de un ciclo en motores de combustión interna [10].....	9
Figura 1.3 – Evolución de parámetros en un ciclo de motor Diesel [10].....	12
Figura 1.4 – Tipos constructivos de máquinas síncronas [11].....	14
Figura 1.5 – Flujos de dispersión en el devanado del inducido [11].....	16
Figura 1.6 – Curvas características de un alternador para distintos tipos de cargas [11].....	17
Figura 2.1 – Variación del consumo específico de combustible respecto del porcentaje de gas natural presente en la mezcla diesel/gas para diferentes cargas [12].....	19
Figura 2.2 – Opacidad y emisiones de NO, HC y CO versus el porcentaje de gas natural presente en la mezcla diesel/gas para diferentes cargas [12].....	20
Figura 2.3 – Efectos de la aplicación de combustibles gaseosos en torque y eficiencia térmica [13].....	21
Figura 2.4 – Efectos del uso de combustibles gaseosos en variación de presión y presión máxima [13].....	21
Figura 2.5 – Consumo específico de combustible y consumo de diesel y gas natural para máxima tasa de sustitución en diferentes fracciones de carga [14].....	22
Figura 2.6 – Consumo específico de combustible para diferentes porcentajes de carga en función de la tasa de sustitución [14].	23
Figura 2.7 – Esquema del motor Diesel [15].....	24
Figura 2.8 – Eficiencia térmica, eficiencia exergética, exergía de gases de escape y exergía destruida versus potencia [15].	25

Figura 2.9 – Diagrama de distribución de exergía para modo diesel y Diesel/gas natural en potencia máxima [15].....	26
Figura 2.10 – Consumo específico de combustible y consumo de diesel y gas natural para máxima tasa de sustitución en diferentes fracciones de carga [14].....	27
Figura 2.11 – Tasa de calor liberado versus el ángulo del cigüeñal [18]. .....	30
Figura 2.12 – Variación en emisiones THC y BTE versus modos de operación [18].....	30
Figura 2.13 – Tasa de calor liberado y presión del cilindro versus el momento de inyección del combustible piloto en bajas cargas [19].....	32
Figura 2.14 – Concentraciones máxicas y en cantidad de partículas versus el adelanto del momento de inyección del combustible piloto [19]. .....	33
Figura 3.1 – Esquema de la configuración experimental del grupo electrógeno [16].....	35
Figura 3.2 – Grupo electógeno: motor Lister HR4 y generador Frapil 45 kVA.....	35
Figura 3.3 – Banco de pruebas.....	36
Figura 3.4 – Sistema de suministro de gas natural .....	37
Figura 3.5 – Analizador de emisiones Testo 350 XL .....	38
Figura 3.6 – Acondicionamiento en el tubo de escape para la medición de emisiones.....	38
Figura 3.7 – Equipos para medir el consumo de aire.....	39
Figura 3.8 – Sistema de medición de consumo de gas natural .....	40
Figura 3.9 – Equipos para suministrar gas natural.....	41
Figura 3.10 – Sistema de control de inyección de gas natural de la firma Landi Renzo.....	41
Figura 3.11 – Tablero de control del grupo electrógeno.....	42
Figura 3.12 – Carga resistiva variable .....	43
Figura 3.13 – Banco de pruebas durante operación.....	44
Figura 4.1 – Consumo de diesel versus SDGN .....	60

Figura 4.2 – Consumo de gas natural versus SDGN .....	61
Figura 4.3 – Rendimiento efectivo eléctrico versus SDGN.....	62
Figura 4.4 – Rendimiento efectivo eléctrico versus potencia eléctrica para distintos niveles de <i>Duty Cycle</i> .....	63
Figura 4.5 – Consumo específico aparente de combustible versus SDGN .....	64
Figura 4.6 – Consumo de aire seco versus SDGN.....	65
Figura 4.7 – Dosado relativo versus SDGN .....	66
Figura 4.8 – Temperatura de gases de escape versus SDGN.....	67
Figura 4.9 – Emisiones específicas de NOx versus SDGN .....	68
Figura 4.10 – Emisiones específicas de HC versus SDGN .....	70
Figura 4.11 – Emisiones específicas de CO versus SDGN.....	71
Figura 4.12 – Potencia disipada al exterior versus potencia eléctrica neta para distintos niveles de <i>Duty Cycle</i> .....	72

## LISTA DE SÍMBOLOS

ATDC	Después de punto muerto superior
C	Carbono
CA	Angulo de cigueñal
cec	Consumo específico de combustible [g/kW.h]
cecd	Consumo específico de combustible diesel [g/kW.h]
Cu	Cobre
CO	Monóxido de carbono [%]
CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono [%]
CH <sub>4</sub>	Metano
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	Etano
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	Propano
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	Butano
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	Pentano
C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	Hexano
N <sub>2</sub>	Nitrógeno
NO	Óxido de nitrógeno
C <sub>x</sub> H <sub>y</sub>	Fórmula química para los hidrocarburos
Cd	Coefficiente de descarga en la placa orificio [0.6]
Cv	Calor específico a volumen constante
Cp	Calor específico a presión constante
Dp	Diámetro de la placa orificio [m]
EGR	Recirculación de gases de escape
fmm	fuerza magnetomotriz
GLP	Gas licuado de petróleo
GNV	Gas natural vehicular
H <sub>2</sub>	Hidrógeno
Ie <sub>0</sub>	Corriente de excitación inicial
HC	Hidrocarburos no quemados [ppm]
MECH	Motor de encendido por chispa
MEC	Motor de encendido por compresión
MEM	Ministerio de energía y minas
MON	Número de octano del motor
mcomb	Masa de combustible (kg)
mi	Masa inicial de combustible [kg]
mf	Masa final de combustible [kg]

GLP	Gas licuado de petróleo
HBC	Combustión pre-mezclada controlada
$\dot{m}_{gasolina}$	Consumo másico de gasolina [kg/h]
n	Régimen de giro [rpm]
NO <sub>x</sub>	Óxidos de nitrógeno
ON	Número de octano
OMS	Organización mundial de la salud
p <sub>me</sub>	Presión media efectiva [bar]
PMI	Punto muerto inferior
PMS	Punto muerto superior
Patm	Presión atmosférica [kPa]
Padm	Presión manométrica en el múltiple de admisión [kPa]
PUCP	Pontificia Universidad Católica del Perú
Pe	Potencia eléctrica [kW]
PCI	Poder calorífico inferior [MJ/kg]
RPM	Revoluciones por minuto
R	Constante del aire ambiente [0.287 kJ/kg.K]
RPM	Revoluciones por minuto
SOI	inicio de ignición del Diesel
SDGN	Sustitución de diesel por gas natural
t	Tiempo de consumo másico de combustible [s]
TCF	Trillones de pies cúbicos
THC	Total de hidrocarburos
TSC	Coefficiente de secuencia
T° <sub>amb</sub>	Temperatura del aire ambiente [°C]
T° <sub>adm</sub>	Temperatura de admisión [°C]
T° <sub>g</sub>	Temperatura de los gases de escape [°C]
Vaire	Velocidad del aire en la placa orificio [m/s]
VT	Volumen total desplazado o cilindrada del motor [m <sup>3</sup> ]
X	Humedad específica
φ	Humedad relativa
σ <sub>A</sub> In	Incertidumbre aleatoria [misma unidad que la del dato medido]
σ <sub>T</sub> In	Incertidumbre estándar [misma unidad que la del dato medido]
σ <sub>x</sub> In	Incertidumbre estándar [misma unidad que la del dato medido]
σ <sub>y</sub> In	Incertidumbre general [misma unidad que la del dato medido]
ρ <sub>aire,amb</sub>	Densidad del aire ambiente [kg/m <sup>3</sup> ]

## INTRODUCCIÓN

### PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En el año 2013, América Latina alcanzó a duplicar la compra de combustibles a EE.UU. respecto al 2008 con el objetivo de mantener su economía en marcha. De esta manera se aumentó la dependencia del combustible de ese país, por lo cual Latinoamérica intenta lidiar con una demanda acelerada de combustibles usados tanto para generar electricidad como para satisfacer el explosivo consumo de su parque automotor.

En los últimos 28 años, el Perú viene importando grandes volúmenes de crudos livianos y productos de alto valor comercial como son la gasolina y el diesel con bajo contenido de azufre, esto debido a la baja producción de petróleo y a la tecnología obsoleta de las refinerías [1].

El diesel es usado para la generación de energía eléctrica de reserva, especialmente en periodos secos, y en diversos proyectos de electrificación rural implementados con grupos electrógenos accionados por motores de encendido por compresión.

En varias ciudades del Perú, el uso de combustibles derivados del petróleo provoca, además de la emisión de gases de efecto invernadero, serios problemas en la calidad ambiental y bienestar social. La Organización Mundial de la Salud en su último estudio sobre calidad del aire, indica que de 1600 ciudades del mundo, Lima presenta los peores indicadores relacionados al nivel de partículas contaminantes suspendidas en el aire [2].

La búsqueda de otros combustibles que puedan satisfacer la demanda actual y cuyas emisiones generadas cumplan con los estándares actuales es el desafío principal, ya que se debe optar por un combustible que pueda ser utilizado con la tecnología actual de los motores. Esto permitiría ahorrar grandes gastos de inversión por un cambio drástico en la tecnología actual de operación de los motores y de esta manera, se tendría una solución que muestre resultados a corto plazo.

## JUSTIFICACIÓN

Una alternativa para hacer frente a estas situaciones previamente expuestas es el uso del gas natural de manera dual junto con el diesel, siendo este último el combustible piloto (iniciador de la combustión) y el gas natural como combustible principal. El gas natural viene siendo estudiado y utilizado mundialmente como un combustible sustituto al diesel, debido a sus cualidades de combustible de mayor limpieza (menos contaminante), relativamente mejor precio y mayor disponibilidad en muchos países.

El Perú cuenta con reservas probadas de gas natural que ascienden a 15,3 trillones de pies cúbicos (TCF), según el Ministerio de energía y minas, solo se ha consumido 1,5 TCF, desde el 2004 al 2013 [3].

El gas natural presenta emisiones con menores cantidades de óxido de nitrógeno, material particulado y gases de efecto invernadero respecto de otros combustibles como el diesel, etanol o biodiesel (ver Figura I.1 y Figura I.2).

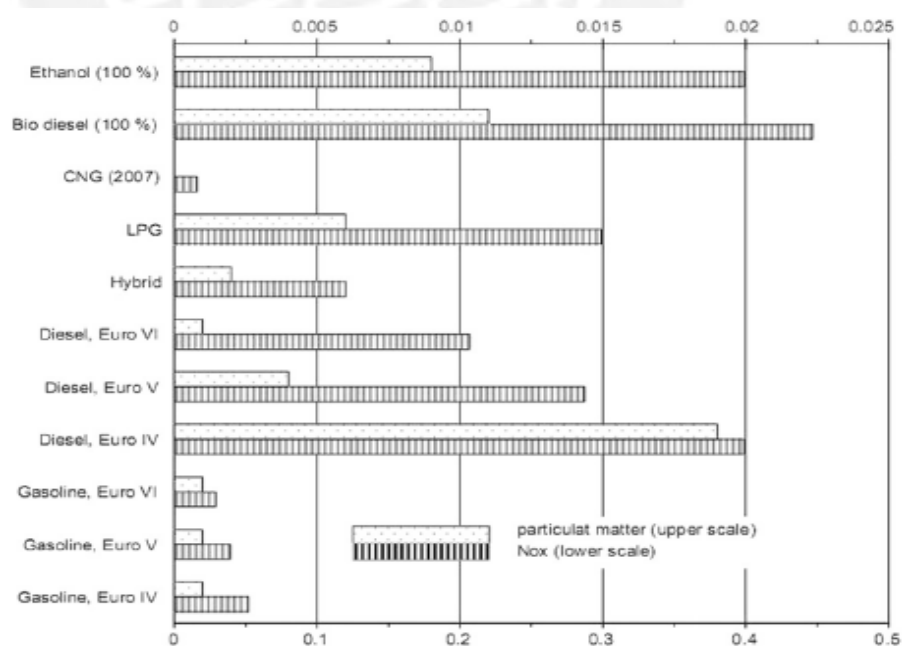


Figura I.1 - Comparación de emisiones de NOx y material particulado para diferentes combustibles, entre ellos el gas natural comprimido (CNG) [4].



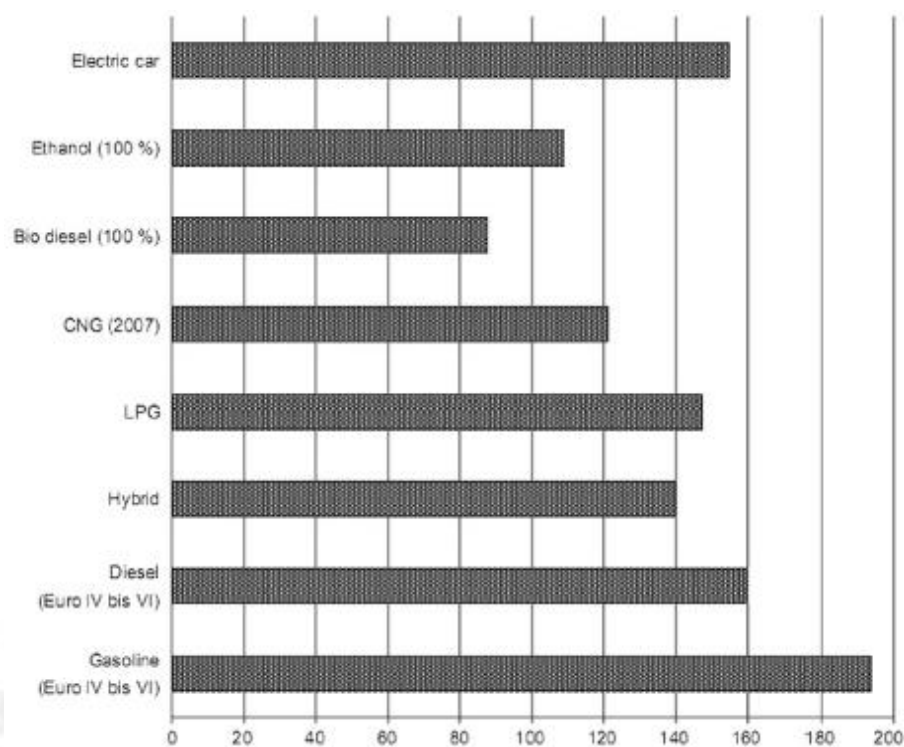


Figura I.2 - Gases de efecto invernadero producidos por diferentes combustibles, entre ellos el gas natural comprimido (CNG) [4].

La composición del gas natural es diferente en los diversos yacimientos, sin embargo tiene al metano como mayor componente. La composición típica del gas natural en el Perú se muestra en la Tabla I.1, y sus propiedades principales están en la Tabla I.2.

Tabla I.1 - Composición del gas natural. Fuente: adaptado de [5].

Componente	Nomenclatura	Composición (%)
Metano	CH <sub>4</sub>	95,08
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	2,14
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,29
Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,11
Pentano	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,04
Hexano	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0,01
Nitrógeno	N <sub>2</sub>	1,94
Gas carbónico	CO <sub>2</sub>	0,39

Tabla I.2 – Propiedades principales del Gas Natural. Fuente: adaptado de [5].

Parámetro	Unidad	valor
Densidad relativa	-	0,65
PCI	MJ/kg	53,67
Cp	cal/mol. °C	8,57
Cv	cal/mol. °C	6,56

Para verificar la utilización del gas natural se propone el estudio experimental sobre un motor Diesel aplicado a la generación eléctrica, contemplando pruebas del uso de gas y diesel bajo condiciones atmosféricas a nivel del mar. De este modo, serán evaluados diferentes parámetros de desempeño y emisiones para la operación en modo dual diesel/gas y en el modo Diesel original.

## HIPÓTESIS

El uso simultáneo en proporciones de sustitución del diesel por gas natural por encima del 80 %, reducirá las emisiones de óxido de nitrógeno en aproximadamente 75 %, que genera un motor Diesel aplicado a la generación eléctrica, a condiciones a nivel del mar cuando la potencia solicitada está en un rango de 25 a 30 kW eléctricos, sin que el rendimiento se reduzca más de 1%.

## **OBJETIVOS**

### **OBJETIVO GENERAL**

- Determinar los cambios en los parámetros de rendimiento y emisiones de un motor Diesel aplicado a la generación eléctrica al funcionar simultáneamente con los combustibles diesel y gas natural, en distintas proporciones y bajo condiciones atmosféricas a nivel del mar.

### **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Levantar el estado del arte sobre el tema de tesis desarrollado considerando principalmente artículos de los últimos diez años.
- Diseñar y construir un banco resistivo para la disipación de energía eléctrica generada por el grupo electrógeno.
- Implementar una plataforma de instrumentación y registro de datos para evaluar el comportamiento de grupos electrógenos Diesel al consumir parcialmente gas natural.
- Elaborar un protocolo de pruebas para evaluar los parámetros efectivos del grupo electrógeno accionado por un motor Diesel.
- Realizar los ensayos de laboratorio según protocolo de pruebas
- Evaluar la variación del rendimiento del motor en función de la sustitución del combustible diesel por gas natural.
- Evaluar el comportamiento de la generación de emisiones gaseosas en condiciones estacionarias de generación eléctrica.

## **CAPÍTULO 1**

### **FUNDAMENTOS TEÓRICOS**

En este primer capítulo se presentan los conceptos generales de los combustibles utilizados así como también el concepto de grupos electrógenos Diesel, el cual se explica a partir de las definiciones separadas de motor Diesel y alternador.

#### **1.1 Gas natural**

##### **1.1.1 Definición**

Es un combustible gaseoso conformado por una mezcla de hidrocarburos livianos que tienen al metano como componente principal. Es denominado con el término “natural” porque en su constitución química no interviene ningún proceso, es limpio, sin color y sin olor, además se le agrega un odorizante para la distribución solo como medida de seguridad. [6]

El gas natural se encuentra en la naturaleza bajo tierra desde los 500 metros hasta los 3000 metros de profundidad, en los denominados reservorios de gas, en dos formas: “gas natural asociado” cuando está acompañado de petróleo, o bien como “gas natural no asociado” cuando son yacimientos exclusivos de gas natural. [5]

La composición del gas natural varía según el yacimiento, la composición típica y sus propiedades fueron mostradas en la Tabla I.1 y Tabla I.2 respectivamente.

### 1.1.2 Procesamiento

El gas natural una vez que es extraído de los reservorios se somete a un proceso de separación mediante el cual se obtienen gas natural seco (metano y etano), líquidos de gas natural (propano, butano, pentano y más pesados) y otros componentes. Luego continúa el proceso de fraccionamiento, que consiste en separar los líquidos del gas natural (LGN) en gas licuado de petróleo (GLP) y gasolina natural.

Ventajas [5]:

- **Comodidad:** la forma de suministro continua hace que siempre esté disponible la cantidad y en el momento en que se necesite.
- **Limpieza:** el gas natural genera menor contaminación que los combustibles sólidos y líquidos. Por un lado, no genera partículas sólidas en los gases de combustión, produce menos CO<sub>2</sub>, menos impurezas como el azufre, no genera humos lo que hace que sea el más limpio de los combustibles gaseosos.
- **Seguridad:** a diferencia de otros gases combustibles, el gas natural es más ligero que el aire lo cual permite que el gas se pueda disipar en la atmósfera rápidamente en caso de producirse una fuga.

## 1.2 Diesel

En el Perú, a partir del 01 de Enero del 2011 se inició la comercialización del combustible diesel B5 en reemplazo del diesel B2. El diesel B5, cuyas especificaciones técnicas se muestran en la Figura 1.1, es un combustible conformado por la mezcla del diesel N°2 y

5% en volumen de biodiesel (B100). El diesel N°2 se deriva de hidrocarburos, destilado medio, obtenidos de procesos de refinación. El Biodiesel (B100) se obtiene a partir de recursos renovables como aceites vegetales y grasas animales, este tipo de combustible prácticamente no tiene azufre. Algunas ventajas se mencionan a continuación [7]:

- Favorece la mejora de rendimiento, menores gastos de mantenimiento y prolonga la vida útil del motor debido a la optimización de pulverización en los inyectores, protección para la bomba de inyección y protección contra la corrosión.
- Previene la formación de depósitos con lo cual se asegura estabilidad.
- Permite un mejor abastecimiento debido a que se limita la espuma del combustible.

CARACTERÍSTICAS	ESPECIFICACIONES		MÉTODOS DE ENSAYO		
	Mínimo	Máximo	ASTM	ISO	UNE EN
Densidad a 15 °C, Kg/m <sup>3</sup>	Reportar		D 1298 D 4052	3675	
<b>FLUIDEZ</b>					
Viscosidad Cinemática a 40°C, cSt. (A)	1.9	4.1	D 445	3104	
Punto de Escurecimiento, °C (B)		4	D 97	3016	
<b>COMPOSICIÓN</b>					
Número de Cetano (C)	45		D 613	5165	
Índice de Cetano	45		D 4737 D 976 (**)	4264	
Cenizas, % masa		0.01	D 482	6245	
Residuo de Carbón Ramsbottom, 10%fondos, % masa (D)		0.35	D 524 D 189	4262 6615	
Azufre total, mg/Kg (ppm)		50	D 4294 D 5453 D 2622	14596 4260	
<b>CORROSIVIDAD</b>					
Corrosión a la lamina de Cobre, 3h, 50 °C, N°		3	D 130	2160	
<b>CONTAMINANTES</b>					
Agua y Sedimentos, % Vol.		0.05	D 1796 D 2709	3734	
<b>LUBRICIDAD</b>					
Lubricidad, diámetro rasgado de uso corregido, HFRR a 60 °C, micron		520	D 6079	12156	
<b>REQUERIMIENTOS DE OPERATIVIDAD</b>					
Punto Obstrucción del Filtro, Flujo en Frío, °C (CFPP) o (POFF)		-8	D 6371		116
<b>CONDUCTIVIDAD</b>					
Conductividad, pS/m (E)	25		D 2624 D 4308		
<b>BIODIESEL 100 (B100)</b>					
Contenido, % Vol.	2 (***)		D7371		14078

Figura 1.1 - Especificaciones del diesel B5 comercializado en el Perú [8]

### 1.3 Motor de combustión interna

Los motores de combustión interna son reciprocantes mayormente, el pistón se mueve hacia adelante y atrás en un cilindro y trasmite energía a través de un mecanismo biela-manivela para mover el cigüeñal. La rotación estable del cigüeñal produce un movimiento cíclico del pistón. El pistón llega al punto muerto superior y al punto muerto inferior del cigüeñal cuando el volumen del cilindro se hace mínimo y máximo respectivamente [9].

Los motores reciprocantes son generalmente de 4 tiempos. Cada cilindro requiere de 4 fases de combustión para su pistón, se necesitan dos revoluciones del cigüeñal para completar la secuencia de eventos los cuales generan una carrera de energía. Las fases del ciclo de combustión se componen como muestra la Figura 1.2 [10].

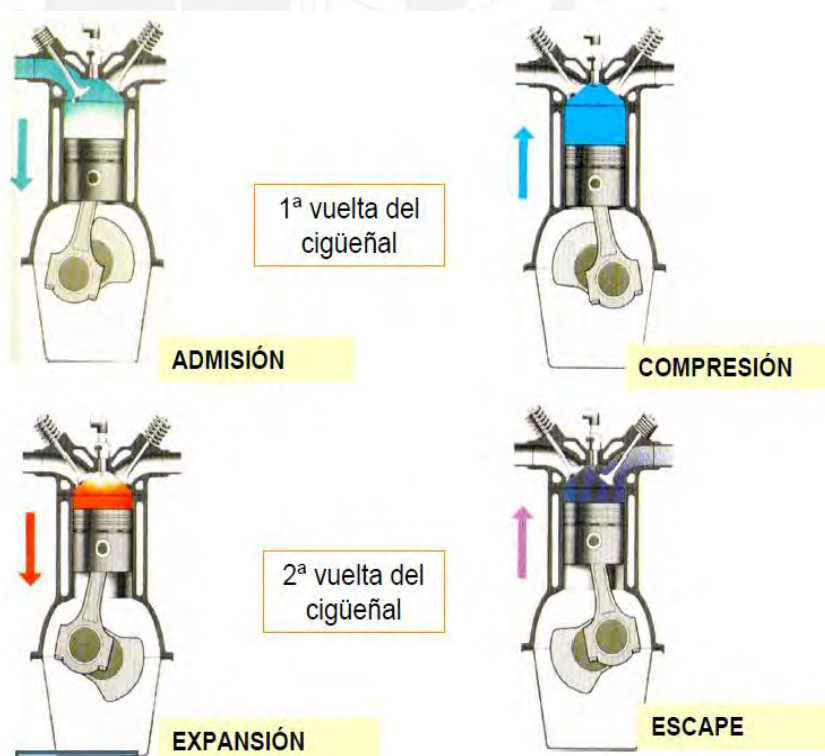


Figura 1.2 Las cuatro carreras de un ciclo en motores de combustión interna reciprocantes [10].



1. Carrera de admisión, empieza con el pistón en el punto muerto superior y termina con el pistón en el punto muerto inferior, lo cual permite admitir mezclas nuevas dentro del cilindro, para incrementar la masa introducida, la válvula se abre ligeramente antes de que empiece la carrera de admisión y se cierra luego de que se termina esta carrera.
2. La carrera de compresión, cuando ambas válvulas están cerradas y la mezcla interna del cilindro esta comprimida a una fracción menor que el volumen inicial. Frente al final de la carrera de compresión la combustión se inicia y la presión en el interior del cilindro se eleva rápidamente.
3. Carrera de explosión o expansión, que empieza en el punto muerto superior y termina en el punto muerto inferior con elevados niveles de presión y temperatura, los gases empujan el pistón hacia abajo y fuerzan el giro del cigüeñal. El trabajo realizado durante la carrera de explosión es aproximadamente 5 veces el trabajo hecho durante la carrera de compresión. Como el pistón llega al punto muerto inferior, la válvula de escape se abre para iniciar el proceso de expulsión y reduce la presión del cilindro cercana a la presión de escape.
4. En la carrera de expulsión, donde el remanente de gases quemados sale del cilindro: primero porque la presión del cilindro puede ser substancialmente mayor que la presión del escape. Luego estos gases quemados son barridos por el pistón en su movimiento frente al punto muerto superior, el pistón se acerca al punto muerto superior y la válvula de admisión se abre, justo después de cerrar la válvula de escape y hacer el inicio del ciclo otra vez.



### 1.3.1 Motores de encendido por compresión

En los motores de encendido por compresión, el aire ingresa al cilindro mientras que el combustible es inyectado directamente dentro del cilindro del motor, justo antes del inicio del proceso de combustión. El control de carga se realiza cambiando la cantidad de combustible inyectado cada ciclo, el flujo de aire a una velocidad de motor fija no varía, existe una gran variedad de MEC<sup>1</sup> o motor Diesel usados en un amplio rango de aplicaciones, automóviles, camiones, locomotoras, marina, generación eléctrica [9].

La relación de compresión de MEC es más elevada que en MECH<sup>2</sup> y se encuentra normalmente en el rango de 12 a 24, dependiendo del tipo de MEC. La sincronización de las válvulas es similar al de MECH. El aire cercano a presión atmosférica es introducido durante la carrera de admisión y luego comprimido a una presión alrededor de 4 MPa y una temperatura cercana a 800 K durante la carrera de compresión. En aproximadamente 20° antes del punto muerto superior, la inyección de combustible dentro del cilindro del motor empieza. El inyector atomiza el combustible. El combustible líquido se evapora y luego se mezcla con el aire dentro de las proporciones del combustible [9].

La presión y temperatura del aire está por encima del punto de ignición del combustible, por lo tanto, luego de un periodo de retraso, la autoignición o ignición espontánea en porciones no uniformes de la mezcla aire/combustible inicia el proceso de combustión, y la presión del cilindro se eleva a niveles mayores a los ya alcanzados en la fase de compresión. La flama se esparce rápidamente a través del resto de combustible inyectado el cual ya se encuentra mezclado con suficiente aire para ser quemado. Luego en la carrera de expansión, la mezcla de combustible, aire y gases quemados continúa con combustión adicional. El incremento de los niveles de humo negro en el escape limita la cantidad de

---

<sup>1</sup> MEC: Motor de encendido por compresión.

<sup>2</sup> MECH: Motor de encendido por chispa.

combustible que puede ser quemado eficazmente. Al final de la carrera de escape el ciclo empieza de nuevo. La operación típica de un motor Diesel se muestra en la Figura 1.3 [9].

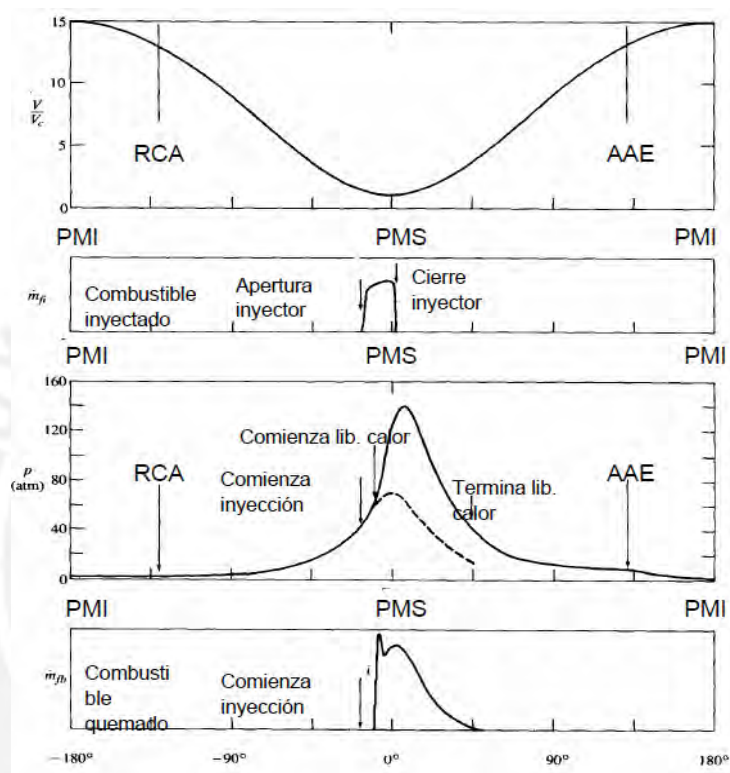


Figura 1.3 Operación típica de un motor de cuatro tiempos de encendido por compresión [10].

#### 1.4 Grupos electrógenos

Un grupo electrógeno está compuesto por un motor de combustión interna acoplado a un alternador o generador, estas máquinas también son conocidas como síncronas debido a que la velocidad de rotación está vinculada rígidamente con la frecuencia  $f$  de la red de corriente con la cual trabaja, según la siguiente expresión [11]:

$$n = \frac{60 \cdot f}{p} \quad (1)$$

donde:

$n$  = velocidad de rotación de la máquina [RPM];

$f$  = frecuencia de la corriente que circula [Hz];

$p$  = número de pares de polos de la máquina.

Este tipo de máquinas están sometidas al principio de reciprocidad, es decir pueden funcionar como motor eléctrico o como generador; sin embargo, son mayormente utilizadas como generadores a partir de fuentes de energía hidráulica, térmica o nuclear [11].

En la generación eléctrica a pequeña escala se emplean alternadores acoplados a motores de combustión interna que se utilizan como equipos de emergencia en hospitales, aeropuertos, sala de computadoras, centrales telefónicas, etc. y que entran en funcionamiento en el momento que falta la tensión de la red, también se utilizan estos grupos en el suministro de energía en lugares alejados de la red eléctrica como es en granjas, en zonas de riego, etc. [11]

#### **1.4.1 Aspectos constructivos**

Un alternador, como toda máquina eléctrica tienen las siguientes partes [11]:

- a) Un devanado inductor, construido en forma de arrollamiento concentrado o bien distribuido en ranuras, alimentado por corriente continua, que da lugar a los polos de la máquina.
- b) Un devanado inducido distribuido formando un arrollamiento trifásico recorrido por corriente alterna.

Normalmente, la configuración de los devanados para máquinas por encima de los 10 kVA se presenta de tal manera que los polos quedan situados en el rotor y el devanado trifásico

en el estator, lo cual permite dos versiones distintas ya sea en forma de polos salientes (Figura 1.4 a) o polos lisos como un rotor cilíndrico (Figura 1.4 b).

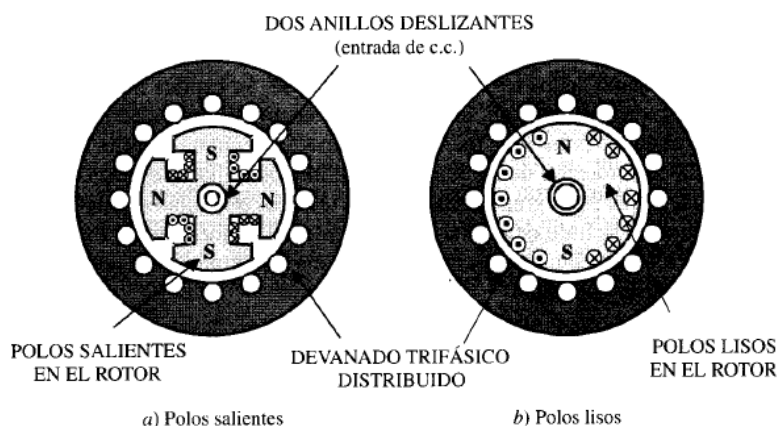


Figura 1.4 - Tipos constructivos de máquinas síncronas [11].

### 1.4.2 Sistemas de excitación

Los polos de una máquina síncrona se alimentan de corriente continua, tradicionalmente esta es suministrada por un dínamo excitatriz del tipo shunt que está ubicada en el eje del grupo y cuya salida se aplica al rotor del alternador por medio de unos anillos deslizantes con sus correspondientes escobillas. El dínamo excitatriz es un generador de corriente continua convencional en el cual se suele sustituir toda o parte de su excitación por una excitatriz piloto con objeto de mejorar la rapidez de respuesta [11].

En los alternadores de los grupos electrógenos actuales que suministran energía a instalaciones aisladas se recurre a la autoexcitación del alternador que consiste en obtener la corriente continua necesaria para los polos desde la propia salida del generador, que luego se rectifica [11].

El cebado de la máquina se realiza mediante el magnetismo remanente existente en los polos. En cualquier caso, los generadores disponen de sistemas realimentados que permiten

estabilizar la tensión de salida de la máquina, aunque este trabaje con cargas variables, lo que da una gran autonomía y seguridad durante el servicio. [11]

### 1.4.3 Funcionamiento en carga

Durante la operación en vacío se genera una corriente de excitación, luego al cerrar el circuito conectando una impedancia de carga a sus terminales, se obtiene una tensión  $V$  en bornes de la máquina, inferior al valor que presentaba en vacío.

La reducción de la tensión de salida del generador se debe a la aparición de una corriente en el inducido que provoca una caída de tensión en este circuito a la par que produce una f.m.m. que reacciona con la del inductor modificando el flujo del entrehierro de la máquina. La caída de tensión en el circuito del inducido se debe a la impedancia que presentan los arrollamientos de este devanado, asimismo se debe considerar la reactancia del inducido, que se debe al flujo de dispersión del estator que no interacciona con el flujo del rotor. Este flujo es el que se desarrolla en las cabezas de las bobinas (Fig.1.5) y dentro de las ranuras donde se sitúa este devanado. Este flujo de dispersión permite definir un coeficiente de autoinducción  $L_{\sigma}$ , que multiplicado por la corriente, da lugar a la reactancia de dispersión del estator [11]:

$$X_{\sigma} = L_{\sigma} * \omega = L_{\sigma} * 2 * \pi * f \quad (2)$$

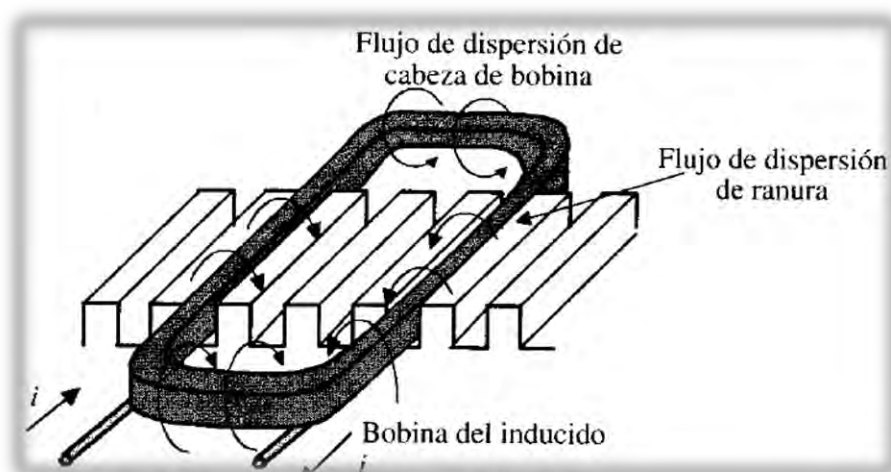


Figura 1.5 - Flujos de dispersión en el devanado del inducido [11].

Por otro parte, se deben considerar el tipo de carga que puede ser resistiva, inductiva y capacitiva o combinaciones de ellas. La curva que representa la tensión en bornes del alternador en función de la corriente de la carga se denomina característica exterior. En la Figura 1.6 a, se representan tres de estas curvas, que corresponden, respectivamente, a factores de potencia resistivo, inductivo y capacitivo. Se ha partido para su construcción de un valor de la excitación tal, que se obtiene en vacío la tensión asignada en bornes. Se observa claramente que para cargas resistivas e inductivas la tensión va disminuyendo conforme crece la corriente de la carga. Para cargas capacitivas la tensión se incrementa con la intensidad; sin embargo, para corrientes elevadas muy superiores a la asignada aparece también una reducción de la tensión debido a que las caídas de tensión intermedias (en la resistencia y en la reactancia de dispersión del inducido) son muy superiores al efecto magnetizante que produce la reacción de inducido. Todas las curvas cortan al eje de abscisas en un mismo punto  $I_{cc}$  que corresponde a la corriente de cortocircuito permanente [11].

Si se necesita mantener constante la tensión en bornes de la máquina al variar la corriente del inducido, será preciso variar de forma adecuada la correspondiente excitación. Las curvas que muestran las relaciones entre las corrientes de excitación y las corrientes de

carga para una tensión de salida constante se indican en la Figura 1.6 b, para diversos factores de potencia. En estas curvas  $I_{e0}$  representa la corriente de excitación necesaria para producir la tensión asignada en vacío. Por lo tanto, con la Figura 1.6 b, se observa que con cargas inductivas se requieren excitaciones cada vez mayores a medida que crece la carga, y con cargas capacitivas sucede lo contrario, debido al efecto magnetizante de la f.m.m. del inducido [11].

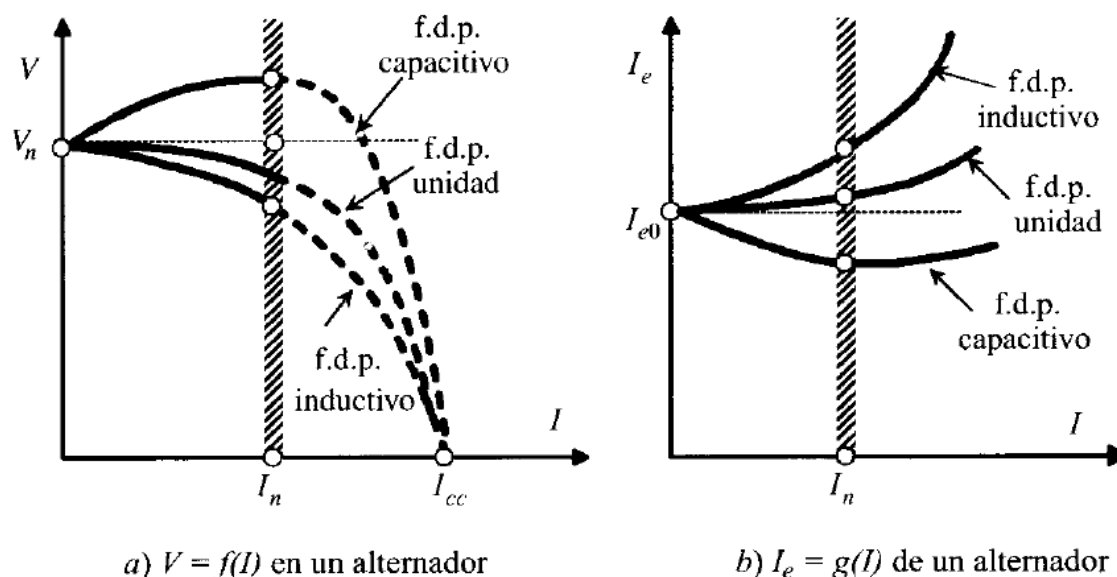


Figura 1.6. Curvas características de un alternador para distintos tipos de cargas. [11]

Lo anterior sirve para definir las condiciones que van a formar parte del proceso de estudio de un grupo generador cuyo esquema se muestra en el capítulo 3; para el presente trabajo se utilizaron investigaciones de los últimos quince años, realizados bajo los conceptos anteriores y que son presentados en el siguiente capítulo.



## CAPÍTULO 2

### ESTADO DEL ARTE

A lo largo de las últimas décadas se han desarrollado diversas investigaciones sobre la aplicación de gas natural en motores de combustión interna, tanto motores Diesel como motores que utilizan gasolina. El trabajo presentado se centra en el uso parcial de gas natural en un motor Diesel para generación eléctrica operando a condiciones a nivel del mar, por lo cual a continuación se presentan resúmenes de algunas publicaciones relacionadas con el uso de gas natural en motores Diesel, algunos de ellos aplicados a la generación eléctrica, que fueron revisados hasta la fecha del presente informe.

En el año 2002, los investigadores Papagiannakis y Hountalas [12], realizaron un estudio experimental sobre el efecto de la aplicación del gas natural en el desenvolvimiento y emisiones de un motor Diesel en el modo dual diesel/gas, ver Figura 2.1. Ellos encontraron que la operación del motor en modo dual diesel/gas tenía mayor retraso de ignición comparado con el modo Diesel original, el uso del combustible gaseoso ocasiona la disminución de la máxima presión que se puede alcanzar en la cámara de combustión comparado con el modo Diesel. El flujo de calor liberado es menor mientras que la duración de la combustión se incrementa con el incremento de la relación de sustitución del diesel por el gas natural. Sobre las emisiones, se encontró que la aplicación del gas natural tiene un efecto positivo en el caso del óxido de nitrógeno el cual disminuye en la operación dual diesel/gas comparado con el modo Diesel original, ver Figura 2.2 a, sin embargo, para el modo dual diesel/gas las emisiones de óxido de carbono e hidrocarburos no quemados



son mayores comparado al modo Diesel original, ver Figura 2.2 b. Se encontró que estas emisiones se incrementan cuando la relación de sustitución se incrementa y únicamente se observa una disminución en bajas relaciones de sustitución y cargas altas del motor.

Así, se revela que el intercambio de cierta cantidad de diesel por gas natural es una buena técnica para controlar las emisiones de óxido de nitrógeno como de material carbónico en los existentes motores diesel de inyección directa sin requerir grandes modificaciones y sin poner en riesgo la estructura del motor si se acepta un mayor consumo específico.

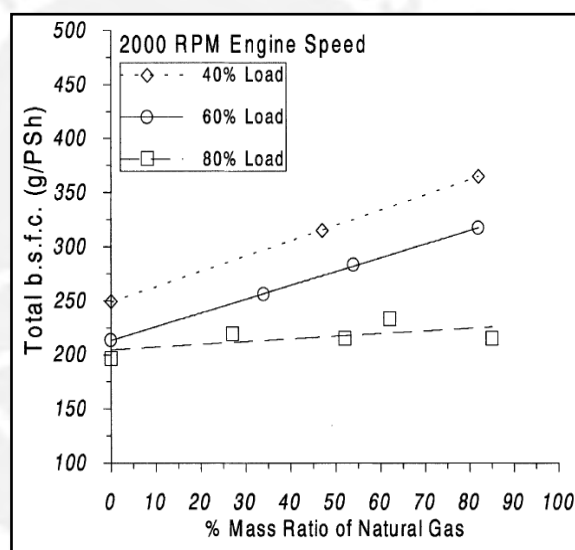
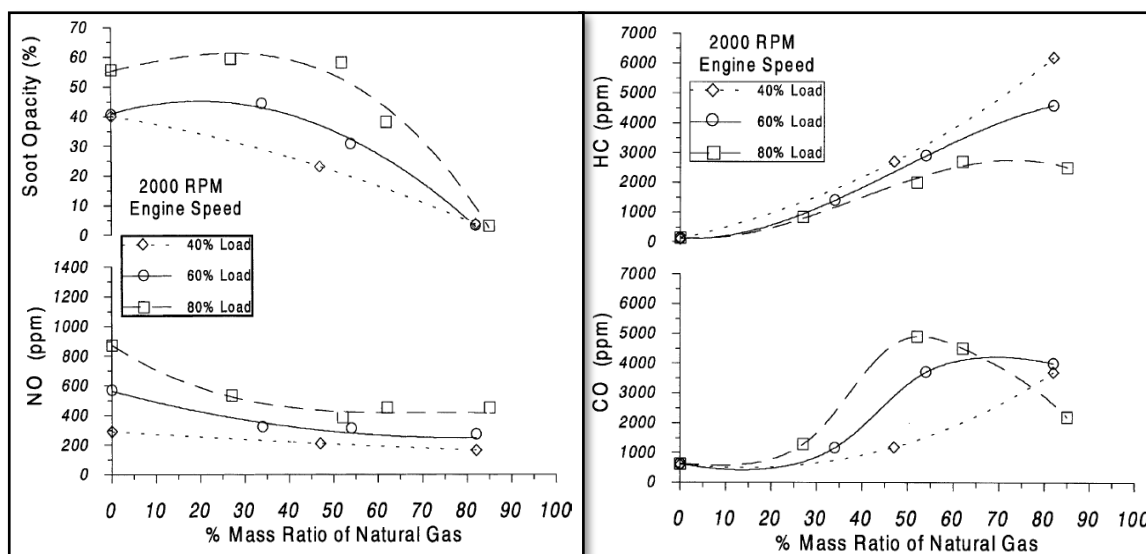


Figura 2.1 - Variación del consumo específico de combustible respecto del porcentaje de gas natural presente en la mezcla diesel/gas para diferentes cargas [12].



(a)

(b)

Figura 2.2 - (a) Opacidad de humo negro y emisiones de NO versus el porcentaje de gas natural presente en la mezcla diesel/gas para diferentes cargas.

(b) Emisiones HC y CO versus el porcentaje de gas natural presente en la mezcla diesel/gas para diferentes cargas [12].

En el año 2008, Sahoo y demás colaboradores [13] realizaron una revisión de las investigaciones que se habían realizado sobre la operación de motores en modo dual diesel-gas, utilizando gas natural, biogás, gas producido, metano, gas licuado de petróleo, propano, etc. La característica principal de la operación en modo dual consiste en utilizar un poco de combustible líquido el cual explota espontáneamente al final de la fase de compresión, esto permite que la mezcla comprimida de gas aire recién pueda explotar ya que la temperatura de auto-ignición de tal mezcla es elevada. Sahoo y demás colaboradores encontraron también que el efecto que produce el incremento de la velocidad del motor ayuda a mejorar la eficiencia térmica, ver Figura 2.3, además la presión promedio disminuye cuando la velocidad del motor aumenta y es mayor para el caso de operación con diesel únicamente como combustible. El efecto de la relación de compresión del motor señala que a mayor relación de compresión el fenómeno de golpe empieza antes. Además, una mayor relación de compresión incrementa el sonido de la combustión, ver Figura 2.4. El efecto del uso de la recirculación de los gases de escape (EGR) mejora la eficiencia

térmica, sin embargo, una excesiva relación de EGR (>50%) causa el deterioro de las características positivas de la combustión. Asimismo, el EGR con calentamiento de admisión reduce emisiones de óxido de nitrógeno e hidrocarburos no quemados.

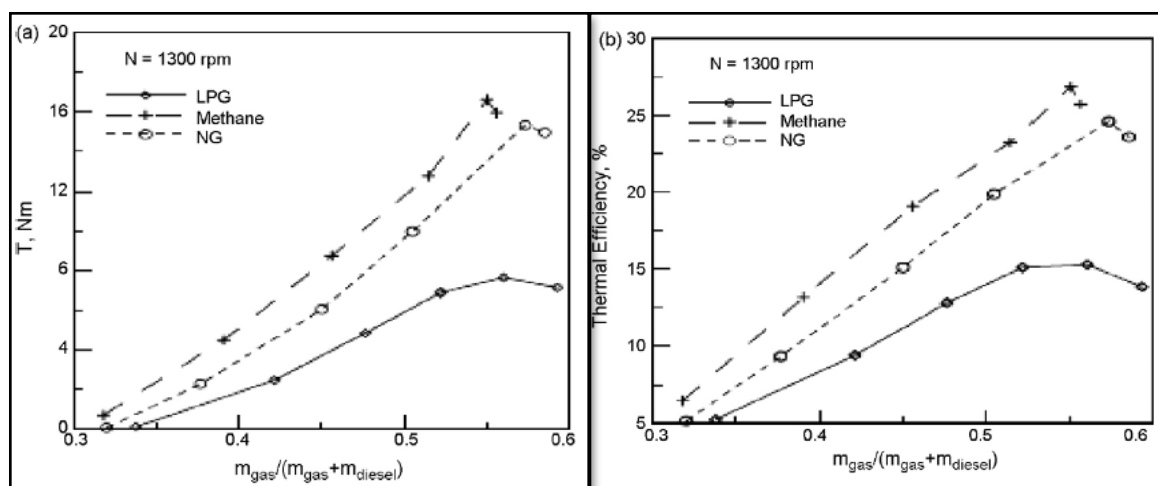


Figura 2.3 - Efectos de la aplicación de combustibles gaseosos en torque y eficiencia térmica [13].

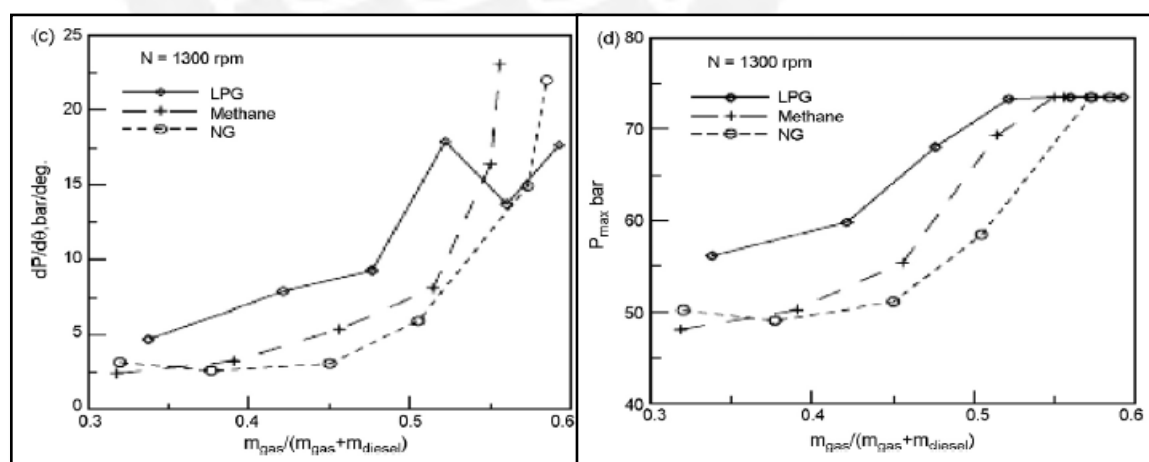


Figura 2.4 - Efectos del uso de combustibles gaseosos en variación de presión y presión máxima [13].

Vera [14] en el año 2009 presenta el trabajo experimental sobre reducción de emisiones en generadores diesel/gas, en el cual tiene como objetivo de estudio la conversión de un motor

diesel a un motor operado en modo dual diesel/gas, se utilizó un generador Diesel de 120kW modelo Perkins 1006 TAG, equipado con turbo intercooler. Las pruebas experimentales fueron realizadas en modo Diesel original y en modo diesel/gas natural para evaluar las características de funcionamiento y especialmente los niveles de emisiones emitidos.

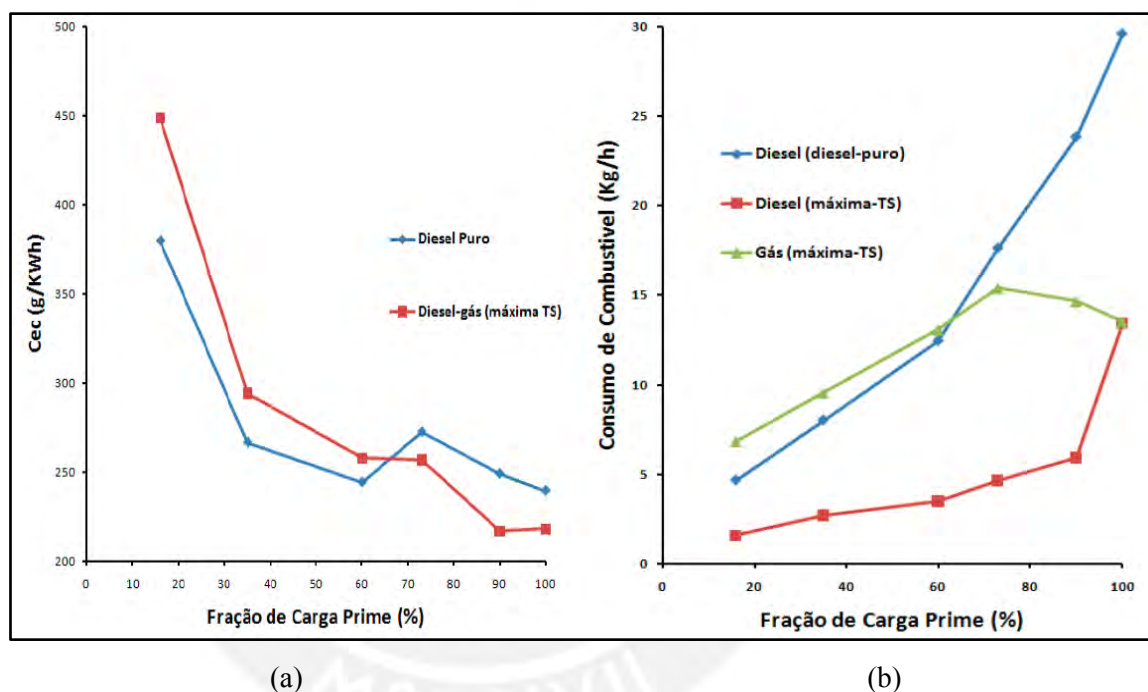


Figura 2.5 - (a) Consumo específico de combustible (cec) en modo diesel puro y modo dual diesel/gas natural para máxima tasa de sustitución en diferentes fracciones de carga. (b) Consumo de diesel en modo diesel puro y modo dual diesel/gas natural para máxima tasa de sustitución en diferentes fracciones de carga [14].

Las emisiones fueron reguladas a partir de la reducción parcial del aire admitido utilizando una válvula electrónica, asimismo la admisión de gas natural es controlada con inyección electrónica.

En la Figura 2.5 (a) para los niveles de carga menores (15%, 35% y 60%), el cec en el modo dual diesel/gas natural es 15% aproximadamente mayor que en modo Diesel original, alcanzando su máximo valor de diferencia porcentual en 20% de carga.

En niveles de carga por encima de 67% aproximadamente, el cec de diesel puro es mayor que del modo dual diesel/gas natural.

En la Figura 2.5 (b) se observa que para las fracciones de carga alta, el consumo de diesel puro puede disminuir entre 20 y 15 kg/h cuando el motor trabaja en modo dual a máxima sustitución de diesel por gas natural. El consumo específico de combustible disminuye en altas cargas para la operación diesel/gas natural debido al mayor poder calorífico del gas respecto del diesel, también se observa que a partir del 75% de carga, el consumo de gas natural empieza a disminuir mientras que el consumo de diesel crece más pronunciadamente.

En la Figura 2.6, se aprecian los consumos específicos de combustible en función de la tasa de sustitución para distintos porcentajes de carga eléctrica, donde se tiene que para bajas cargas (~16%) el consumo específico de combustible presenta valores elevados, más aún para fracciones de sustitución altas comparadas con el modo Diesel original, luego se tiene que para cargas de 35 y 60% de carga el cec sigue siendo alto puesto que el gas inyectado a bajas carga no se quema en su mayor parte.

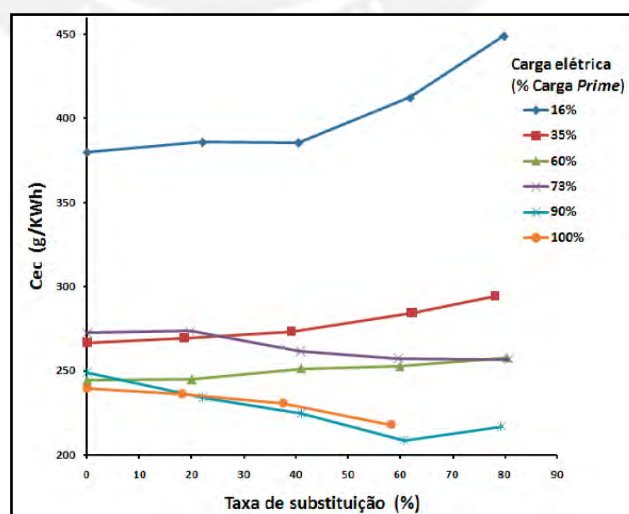


Figura 2.6 - Consumo específico de combustible para diferentes porcentajes de carga en función de la tasa de sustitución [14].

Ramos [15], en 2012, hizo una investigación teórica y práctica de las características del comportamiento de un motor comercial cuando este es operado en el modo dual diesel/gas natural. El sistema estuvo compuesto de un motor Diesel acoplado a un generador con panel electrónico. Luego, tanto para el análisis energético como exergético se utilizó un modelo matemático que se desarrolló a partir de conceptos termodinámicos que consideran los efectos del aire, el tipo y cantidad de combustible utilizado y los gases de escape que emite el motor y que impactan al medio ambiente según la Figura 2.7.

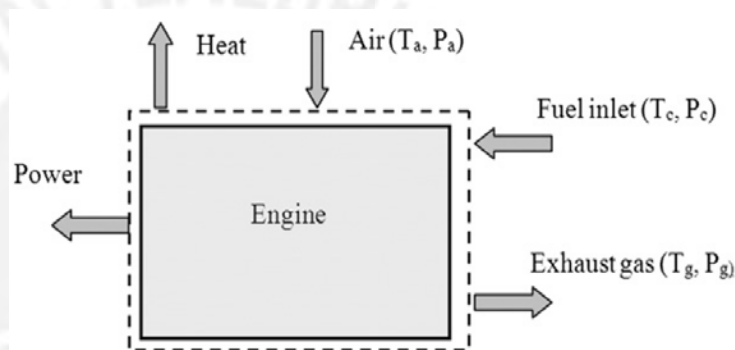


Figura 2.7 - Esquema del motor Diesel [15].

Los resultados tanto experimentales como teóricos fueron expuestos mediante gráficos, los cuales consideran la sustitución máxima de diesel por gas natural para cada potencia. La Figura 2.8 muestra los resultados experimentales más importantes, mientras que la Figura 2.9 presenta los resultados que se obtuvieron a partir del balance energético y exergético.

En la figura 2.8, para la curva de eficiencia térmica versus potencia se observa que esta eficiencia varía en el rango de 15 a 38% en modo diesel y de 10 a 52% en modo dual diesel/gas natural cuando la potencia varía de 10 kW a 150 kW. Asimismo, se distingue que a partir de 45 kW el modo de operación dual resulta más eficiente. Luego en la curva de eficiencia exergética, se aprecia que esta varía en el rango de 14 a 35% en modo diesel y de 9 a 52% en modo dual diesel/gas natural cuando la potencia varía de 10 kW a 150 kW donde a partir de 45 kW el modo de operación dual presenta mayor eficiencia exergética.



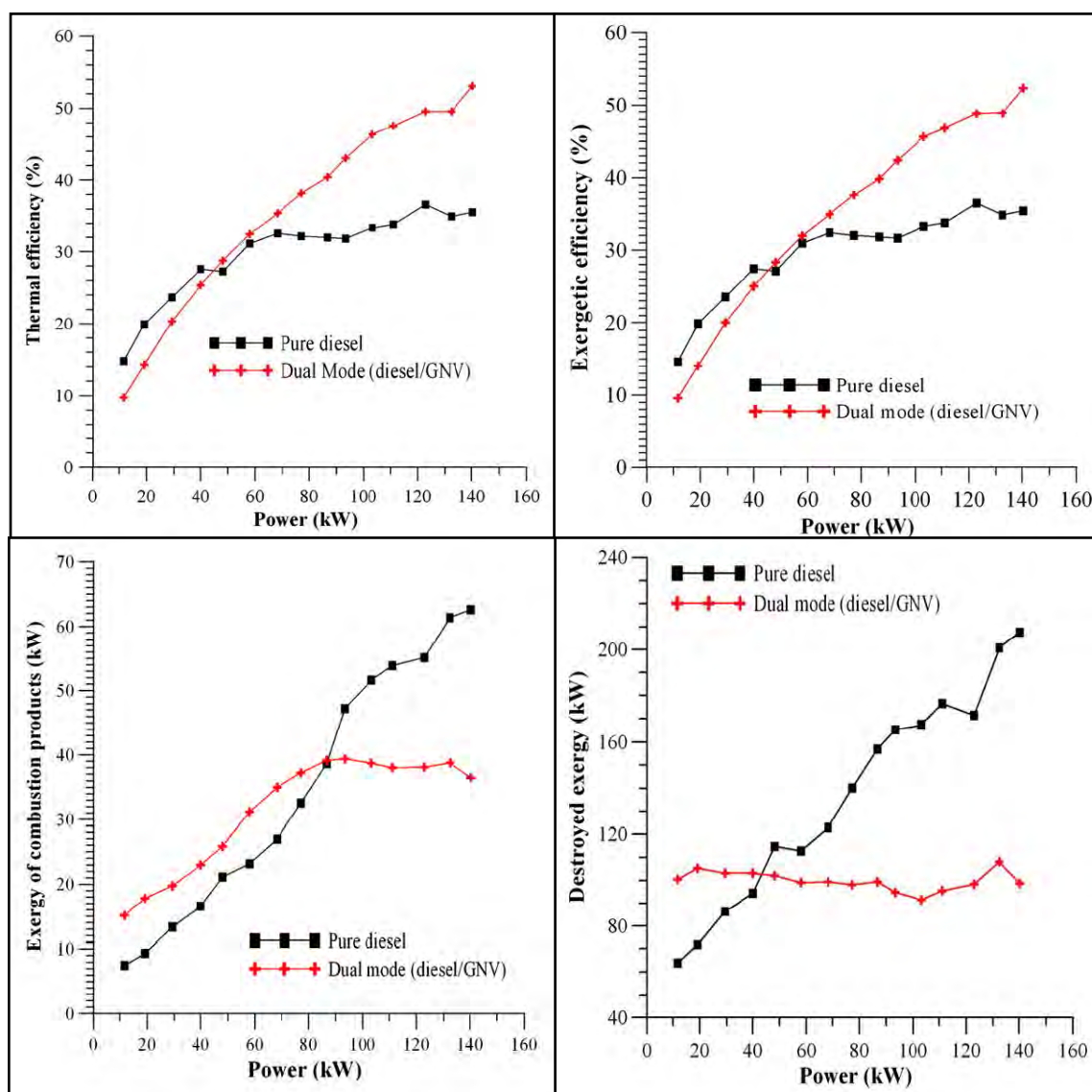


Figura 2.8 - Eficiencia térmica, eficiencia exergetica, exergía de gases de escape y exergía destruida versus potencia [15]

En la curva de exergía de gases de escape de la Figura 2.8 se aprecia que la operación dual genera mayores niveles de exergía en los gases de escape que los que se producen en el modo diesel puro hasta aproximadamente 90 kW donde los niveles de exergía en los gases de escape para el modo diesel puro empiezan a ser mayores que los que se presentan en los gases de escape operando en el modo dual diesel/gas natural.

Luego en la curva de exergía destruida versus potencia de la Figura 2.8, se observa que la exergía destruida en el modo de operación dual diesel/gas natural se mantiene entre los valores de 90 a 110 kW mientras que la exergía destruida en el modo de operación diesel puro se mantiene creciendo y para el rango de potencia analizado, alcanza un pico que supera los 200 kW.

La Figura 2.9. (a) muestra la distribución del flujo de exergía para la operación con diesel puro en potencia máxima, esta distribución se obtuvo de manera analítica a partir del modelo matemático señalado en la Figura 2.7, se aprecia en primer lugar una alta destrucción de exergía (48.8%) seguida de un regular nivel de exergía que termina en potencia neta (35.4%) y el resto se transfiere al ambiente a través de los gases de escape y mediante los flujos de calor que se generan.

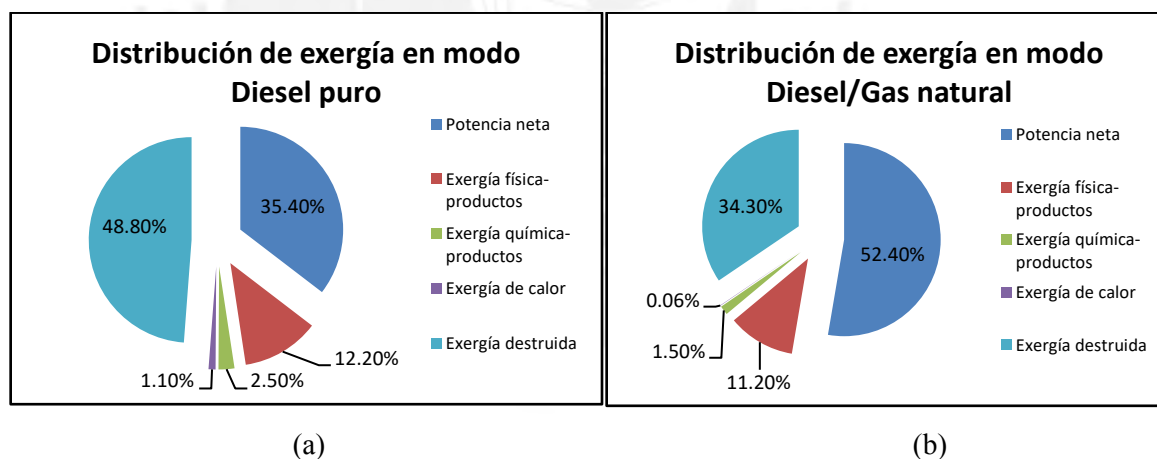


Figura 2.9 (a) - Diagrama de distribución de exergía para Diesel puro en potencia máxima (exergía total 425.52 kW).

(b) - Diagrama de flujo de exergía para operación Diesel/gas natural en potencia máxima (exergía total 425.52 kW): adaptado de [15].

Luego cuando se analiza el modo dual diesel/gas natural en potencia máxima se obtiene la distribución de flujo de exergía que se observa en la Figura 2.9 (b), se distingue el mayor porcentaje para la potencia neta (52.4%), luego le sigue la exergía destruida (34.3%) y



finalmente el resto que se transfiere al ambiente a través de los gases de escape y mediante los flujos de calor que se generan.

En la Figura 2.10 se observan diagramas del mismo análisis que se hizo para la Figura 2.9 pero en este caso es un análisis de flujo de energía. En la Figura 2.10 (a) se aprecia la distribución del flujo de energía para el modo de operación diesel puro a potencia máxima (396.78 kW) donde se puede decir que el porcentaje de energía usado en la potencia neta es igual al porcentaje de energía que tienen los productos de combustión (37.9% y 36.8% respectivamente), el resto de energía fluye al medio ambiente a través de la transferencia de calor; en la Figura 2.10 (b) se hace el mismo análisis pero para la operación en modo diesel/gas natural a potencia máxima (273.1kW), se aprecia un mayor porcentaje de energía para la potencia neta(55.1%), menor porcentaje de energía para los productos de la combustión (31.8%) y el resto (13.1%) de la energía que se va a los alrededores por transferencia de calor.

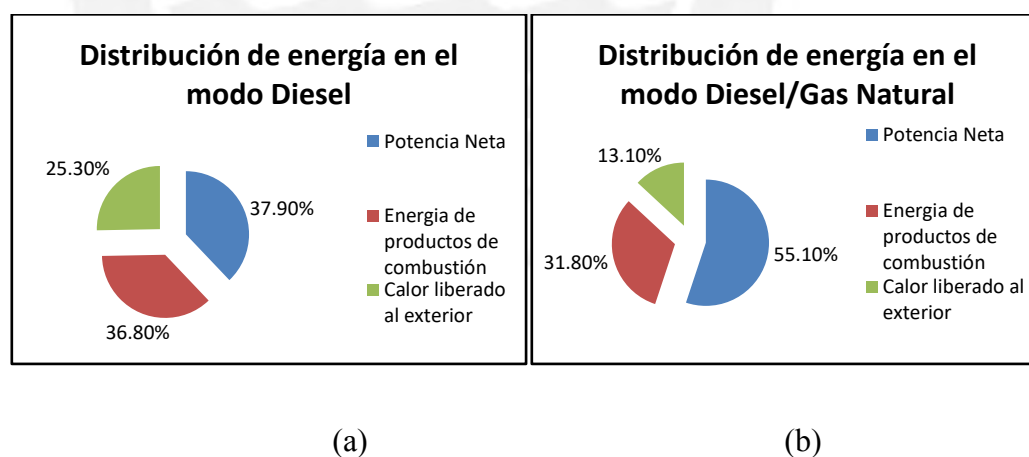


Figura 2.10 (a) Diagrama de distribución de energía en modo Diesel puro a potencia máxima (396.78 kW).

(b) Diagrama de flujo de energía a operación en modo diesel /gas natural a potencia máxima (273.1 kW): Adaptado de [15].

En el año 2013, Kakaee y Paykani [4] presentan una revisión de los estudios publicados por distintos investigadores iraníes sobre el desenvolvimiento de un motor operando con gas natural, respecto del modo diesel/gas. Ambos identifican que la operación en modo dual diesel/gas puede alcanzar una eficiencia térmica casi comparable con la que se trabaja en el modo diesel original para la máxima carga, sin embargo, el desenvolvimiento y las emisiones dejan de ser favorables en cargas bajas cuando se opera en el modo dual diesel/gas. Diferentes técnicas, como el uso de EGR en funcionamiento con el motor caliente y frío, regulación del tiempo de inyección del diesel y la modificación de la temperatura de ingreso del aire de admisión, han sido utilizadas. Estos muestran que los efectos combinados de EGR y precalentamiento del aire de admisión reducen los óxidos de nitrógeno, hidrocarburos no quemados y óxido de carbono sin deteriorar la eficiencia térmica del motor.

En el año 2015, Wei y Geng [16] presentaron una revisión de los estudios realizados sobre el desarrollo y emisiones de la combustión dual de gas natural y diesel. La presión interior del cilindro durante el periodo de compresión e inicio de la combustión es ligeramente menor y el retraso de ignición es mayor en el modo dual comparado con el modo diesel original; en el modo dual las emisiones  $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}_2$  y material particulado decrecen significativamente, sin embargo, las emisiones de HC y CO pueden incrementarse hasta incluso en 100 veces más que en el modo diesel original, la potencia del motor operando en modo dual se reduce en un máximo de 2,1%, aquella se puede recuperar incrementando el ingreso del diesel, incrementando la temperatura o presión del aire de admisión. La operación en modo dual tiene una baja eficiencia térmica especialmente en condiciones de carga baja e intermedia, mientras que en cargas altas la eficiencia térmica resulta ser similar o mayor que en el modo diesel original, el incremento máximo es alrededor de 3% cuando el motor opera a carga máxima.

Zhongshu Wang y colegas [17] hicieron una investigación en el año 2015 cuyo objetivo radica en el efecto que produce la variación del tiempo de inyección del diesel en un motor

que se encuentra operando en modo dual diesel/gas natural, con 90% de gas natural y 10% de diesel, bajo cargas ligeras o moderadas. Es así que los resultados demuestran una gran dependencia del tiempo de inyección del diesel puesto que define si el motor opera en el modo de ignición con diesel como combustible piloto o el modo de autoignición en dos etapas. De acuerdo a los resultados, el rendimiento del motor, las características de emisiones y combustión en el modo de autoignición en dos etapas son mejores que en el modo de ignición común con diesel como combustible piloto.

En el año 2015 se publica la investigación de Weifeng Li y colegas [18] cuyo objetivo principal es demostrar la gran influencia que tienen la secuencia y magnitud de la tasa de calor liberado en el rendimiento, emisiones y características de combustión en un motor diesel 8.6 litros, 6 cilindros, turboalimentado y con intercooler operado con 90% de sustitución de diesel por gas natural en cargas bajas. A partir de estos dos parámetros se pueden distinguir tres formas de combustión: “h”, “m” y “n” (ver Figura 2.11). El modo de combustión “h” indica un único valor máximo causado por la ignición de la pre mezcla comprimida de diesel-aire y el promedio de los valores máximos de combustión de las mezclas de gas natural y aire son más bajas, el modo de combustión “m” indica que el primer y segundo máximo valor de la tasa de calor liberado son similares y el modo de combustión “n” indica que la tasa de calor liberado tiene un valor máximo causado tanto por la ignición de la pre-mezcla comprimida como por la combustión multipunto de la pre-mezcla gas natural-aire.

Los modos de combustión están definidos por las condiciones de contorno las cuales deben ser optimizadas en el siguiente orden: SOI (*start of diesel ignition*), EGR (*exhaust gas recirculation*) y  $\phi$  (*relación combustible/aire*), asimismo encontraron que para aplicaciones prácticas, el modo de combustión “n” es más adecuado para cargas bajas, mientras que para cargas intermedias es más conveniente el modo de combustión “m”. La Figura 2.12 muestra los tres modos de operación definidos en el orden “h”, “m” y “n” evaluados en emisiones de hidrocarburos y eficiencia térmica.

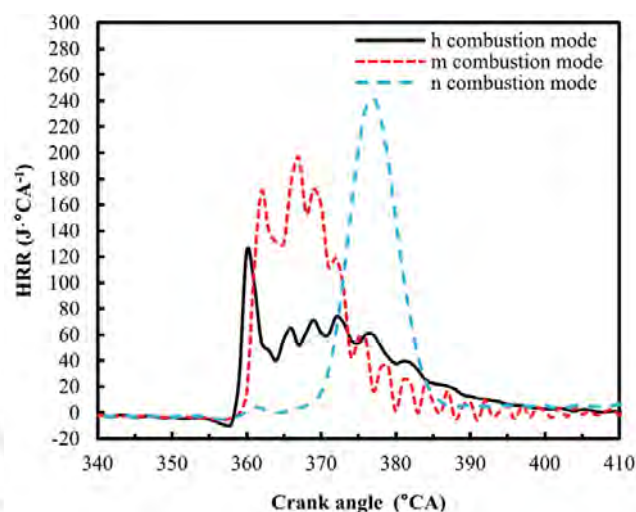


Figura 2.11 - Tasa de calor liberado versus el ángulo del cigüeñal [18].

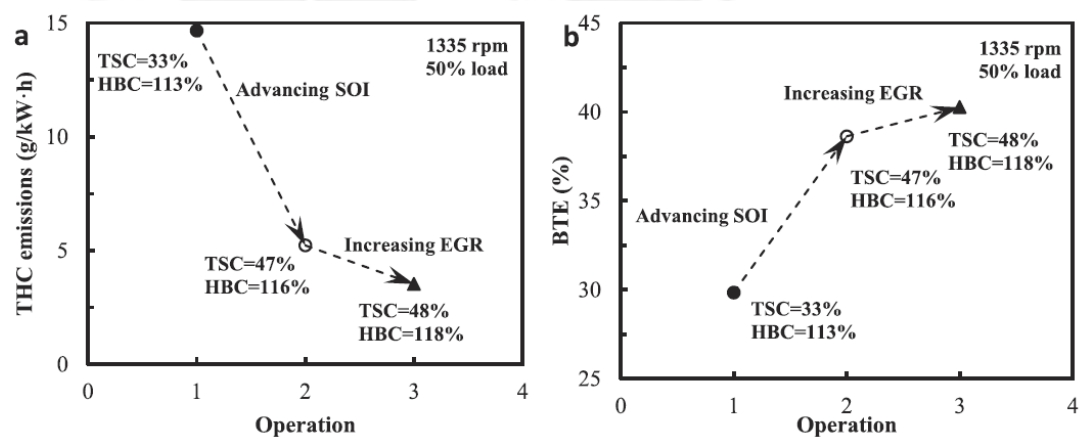


Figura 2.12 (a) - Variación en emisiones THC (a) y BTE (b) versus modos de operación en 1335 rpm y 50% de carga. [18].

En la Figura 2.12 (a) se observa que el mejor nivel de emisiones THC se presenta en el modo de operación 3 o “n”, Asimismo si se observa la Figura 2.12 (b), el punto de operación 3 presenta una mejor eficiencia térmica respecto a los otros dos modos de operación ya definidos.

Finalmente concluyeron que el incremento del coeficiente de secuencia (TSC) y la variación en la tasa de calor liberado de la combustión principal controlado por el gas natural y la combustión pre-mezclada controlada por diesel (HBC) puede disminuir emisiones HC e incrementar la eficiencia térmica de manera significativa, luego para aprovechar el modo de combustión “n”, mayor rendimiento y menores emisiones HC, se deben controlar las condiciones de contorno.

La mejor forma de controlar los modos de combustión, es mediante el ajuste de la relación equivalente aire-combustible y el tiempo de inyección de diesel; sin embargo, estos dos métodos se contraponen debido a la gran diferencia de la temperatura de combustión. Por otro lado, debido a los límites de máxima presión en el cilindro y la máxima tasa de aumento de presión, el efecto del modo de combustión puede mejorar los niveles de emisiones HC y la eficiencia térmica de manera efectiva solo en cargas bajas.

En el 2016 Bo Yang y colegas [19], estudiaron los efectos que produce la variación del momento de inyección de combustible piloto en un motor operado en modo dual diesel/gas natural en cargas bajas. Según las pruebas realizadas obtuvieron los siguientes resultados: al adelantar el momento de inyección del combustible piloto, observaron una tendencia de disminución de presión dentro del cilindro antes de la explosión (ver Figura 2.13), asimismo, se distingue que la tasa de calor liberado se incrementa y el proceso de combustión se acelera cuando se adelanta el momento de inyección del combustible piloto.

El adelanto de la inyección piloto también produce una mezcla de diesel piloto y gas natural más homogénea por lo cual se generan más focos de ignición y se mejora la fase de combustión en pre-mezcla.

A partir de los resultados, concluyeron que en bajas cargas, el avance del momento de inyección del combustible piloto influye positivamente en los niveles de ruido de la combustión y emisiones del motor operado en modo dual diesel/gas natural, sin embargo

las emisiones de óxidos de nitrógeno y la tasa de aumento de presión se incrementan significativamente por lo cual si se considera el riesgo de golpeteo, el ruido de la combustión es el factor limitante que detiene el adelanto del momento de inyección del combustible piloto, en este caso diesel.

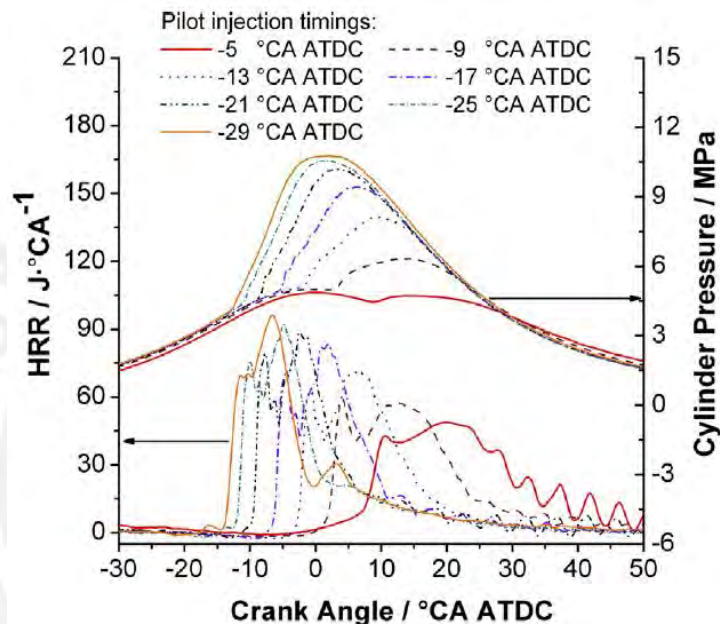


Figura 2.13 - Tasa de calor liberado y presión del cilindro versus el momento de inyección del combustible piloto en bajas cargas [19].

Desde el punto de vista de las partículas, el adelanto del momento de inyección del combustible piloto reduce la cantidad y concentraciones de masa de partículas (ver Figura 2.14 a y b), lo cual es bueno para la salud humana, pero si se considera también el nivel de ruido de la combustión no es necesario exceder el avance de la inyección del combustible piloto, se debe buscar optimizar el rendimiento y emisiones de motor operado en modo dual en cargas bajas.

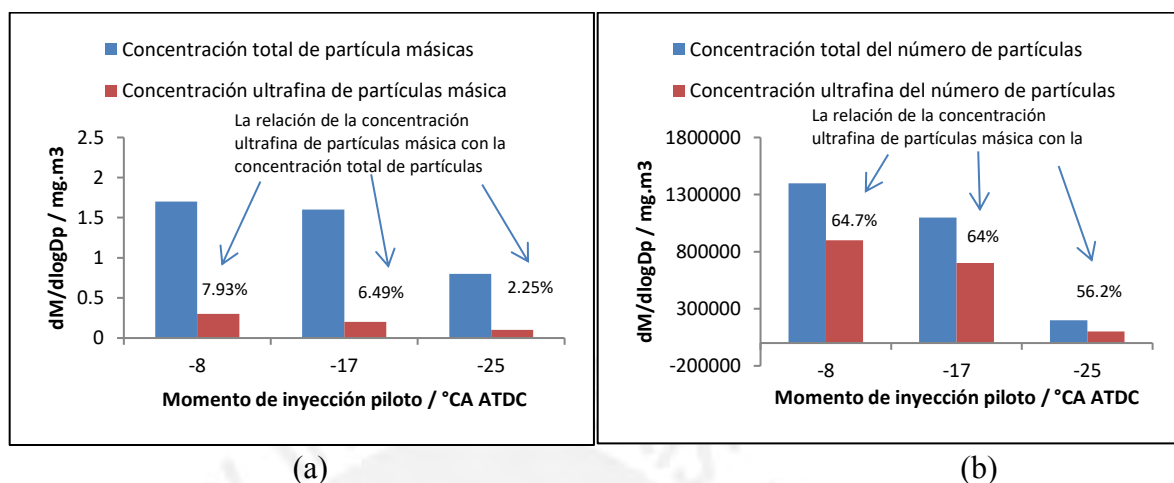


Figura 2.14 (a) - Concentraciones másicas de partículas versus el adelanto del momento de inyección del combustible piloto.  
 (b) - Concentraciones en cantidad de partículas versus el adelanto del momento de inyección del combustible piloto: adaptado de [19].

De los estudios revisados, en el presente trabajo se ha optado por el método de operación en modo dual diesel/gas natural puesto que es la manera más sencilla de poder evaluar el uso de gas natural en el rendimiento y emisiones de un motor Diesel sin tener que hacer muchas adaptaciones para la admisión de gas natural.



## **CAPÍTULO 3**

### **EXPERIMENTACIÓN**

En el siguiente capítulo se presenta la metodología de experimentación que consiste en la configuración experimental, el protocolo de ensayos y las expresiones para el cálculo. Aquí es importante señalar que el método de inyección de gas natural en el motor diesel fue el de modo dual, que consiste en el ingreso del gas natural al múltiple de admisión, donde se junta con el aire para que la mezcla aire/gas natural ingrese a la cámara de combustión donde se inyecta el diesel; sin embargo, existen otros métodos como la inyección directa a alta presión o el método de superficie caliente mediante encendido por compresión.

#### **3.1. Configuración experimental**

Para realizar los ensayos fue necesario habilitar un banco de pruebas para el grupo electrógeno según el esquema mostrado en la Figura 3.1. El grupo electrógeno estaba conformado por un motor Lister modelo HR4 y un generador Frapil de 45kVA, ambas máquinas se muestran acopladas en la Figura 3.2, y sus características principales se señalan en la Tabla 3.1. El banco de prueba instalado completamente se observa en la Figura 3.3 adicionalmente se tuvieron que hacer algunas modificaciones al motor. La primera modificación relacionada a la admisión de gas natural y la segunda sobre el acondicionamiento del tubo de escape para medir las emisiones contaminantes.

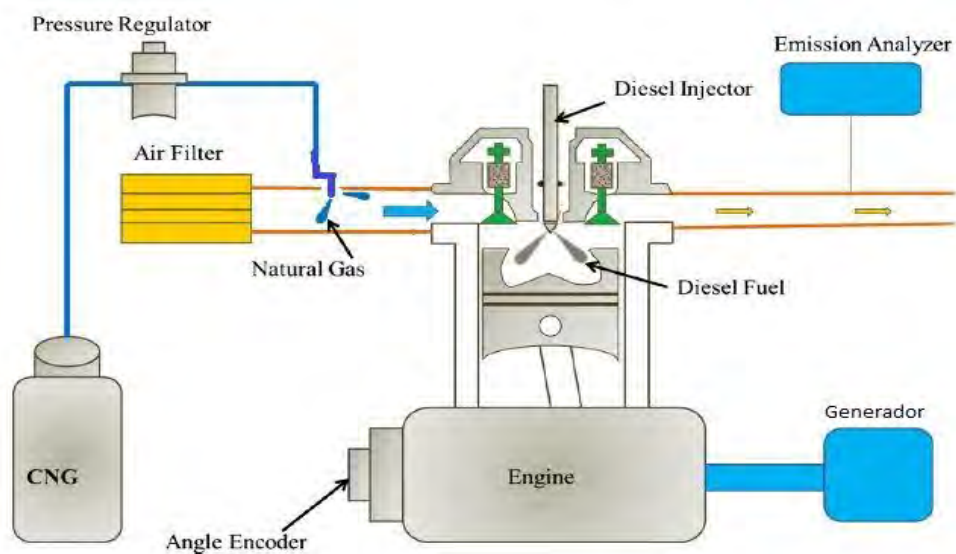


Figura 3.1 - Esquema de la configuración experimental del grupo electrógeno [16].



Figura 3.2. Grupo electrógeno: motor Lister HR4 y generador Frapil 45kVA.

Tabla 3.1 – Especificaciones principales de motor y generador.

Motor	Lister HR4	Generador	Frapil
Potencia	62HP @ 2200RPM	voltaje (V)	127/220
Cilindrada	4180 cc	corriente (A)	115
Número de cilindros	4	potencia (kVA)	45
Bore & Stroke (pulg)	4 1/4 x 4 1/2	factor de potencia	0.8 /1
Método de enfriamiento	Aire	RPM	1800
Peso (lb)	960	frecuencia (Hz)	60

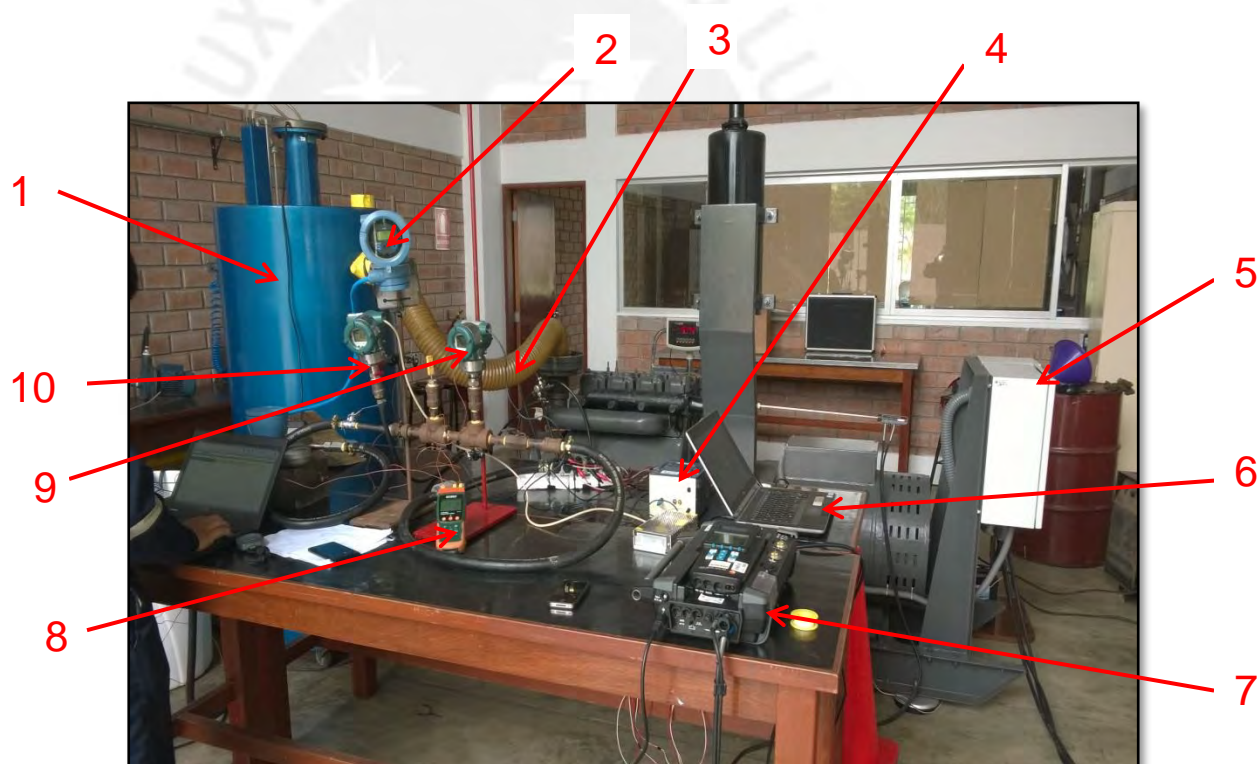


Figura 3.3 - Banco de pruebas

1 – Tanque pulmón; 2 – display medidor coriolis; 3 - Conducto de alimentación de aire; 4 – Módulo de inyección electrónica, 5 – Panel de control; 6 – Computadora para control de inyección de gas natural; 7 – Analizador de emisiones Testo 350 XL; 8 – Display para termocuplas tipo K; 9 - Display de presión de ingreso de gas natural; 10 – Sensor de presión manométrica en múltiple de admisión.

El sistema de admisión de aire del motor es directo, solo utiliza un filtro de aire en el conducto de admisión, por lo cual se elaboró un anillo dosificador que se colocó en la parte vertical del conducto de admisión para que el gas natural pueda ingresar junto con el aire. La alimentación del anillo dosificador se realizó a través de un tubo con un extremo cerrado donde se colocaron las espigas de manera lateral para conectar las mangueras del sistema de inyección electrónica (Figura 3.4).

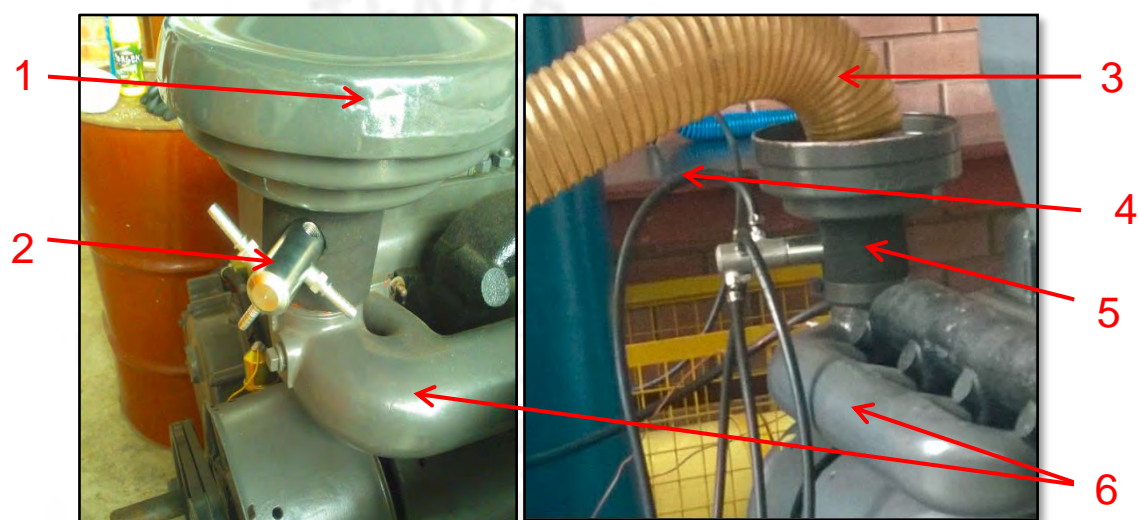


Figura 3.4 – Sistema de suministro de gas natural.

1 – Carcasa de filtro de aire (no se utiliza); 2-Tubo alimentador de gas natural; 3 – manguera de alimentación de aire; 4- manguera de alimentación de gas natural; 5 – anillo dosificador de gas natural; 6 – Múltiple de admisión.

Para la medición de emisiones producto de la combustión se hizo un agujero roscado NTP ½’’ en la parte de la curva del tubo de escape, con el objetivo de colocar la sonda del analizador de emisiones Testo 350 XL (Figura 3.5) como se muestra en la Figura 3.6.

El consumo de aire fue registrado de manera indirecta a través de una placa orificio instalada en la entrada de aire del tanque pulmón, luego para medir la diferencia de presión se utilizó un manómetro digital marca Dywer, el cual tiene un rango de operación de 0 a 40 pulgadas de agua (Figura 3.7).





Figura 3.5 Analizador de emisiones Testo 350 XL.

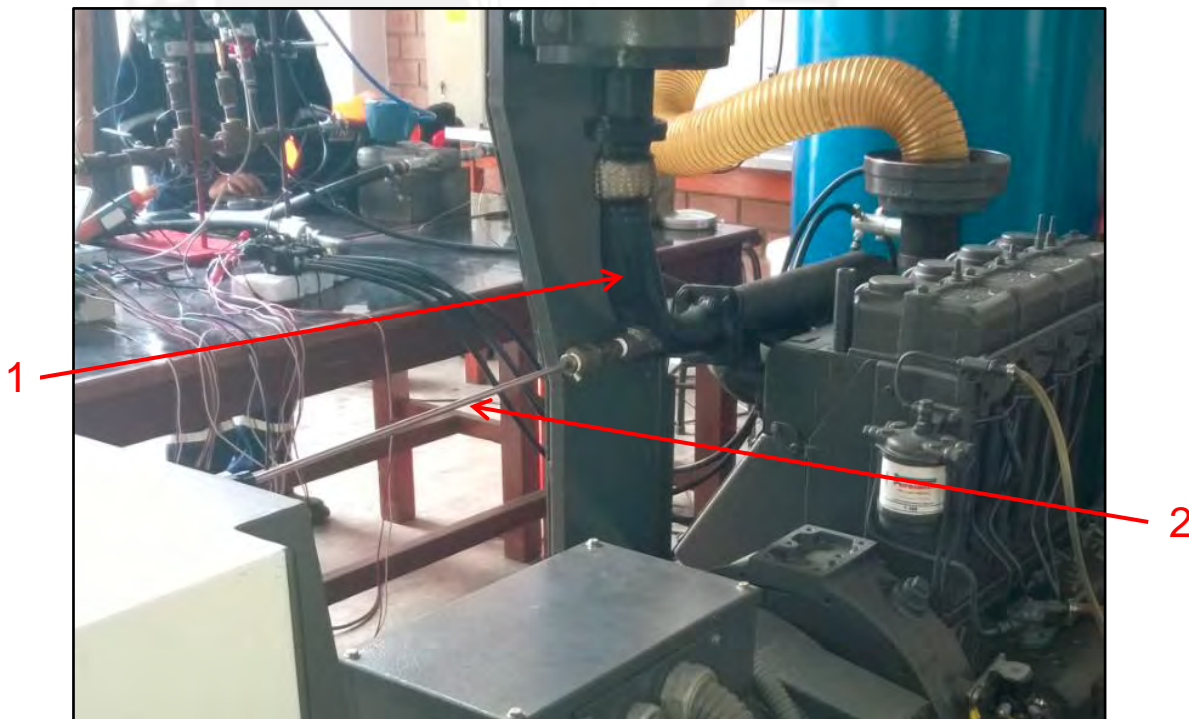


Figura 3.6 Acondicionamiento en el tubo de escape para la medición de emisiones.

1 – Tubo de escape; 2 - Sonda del analizador de emisiones Testo 350 XL.

Tabla 3.2 – Características del analizador de gases

Analizador de emisiones: Testo 350 XL	
Sensor de CO	Rango de medición: 0-10.000 ppm
	Resolución mínima: 1 ppm
	Incertidumbre: $\pm 10$ ppm (0-99 ppm); $\pm 5\%$
	100-2.000 ppm); $\pm 10\%$ (2001-10.000 ppm)
Sensor de HC	Rango de medición: 100-40.000 ppm
	Resolución mínima: 10 ppm
	Incertidumbre: $< 400$ ppm (100-4.000 ppm);
	$\pm 10\%$ ( $> 4.000$ ppm).
Sensor de NOX	Rango de medición: 0-3.000 ppm
	Resolución mínima: 1 ppm
	Incertidumbre: $\pm 5$ ppm (0-99 ppm); $\pm 5\%$
	(100-2.000 ppm); $\pm 10\%$ (2001-3.000 ppm).

El consumo de gas natural fue registrado con la ayuda de un flujómetro de tipo coriolis, en este caso se utilizó el modelo Micro Motion Coriolis Elite de la marca Emerson con un rango desde 0,3 galones por hora hasta 15 galones por hora (Figura 3.8).



Figura 3.7 – Equipos para medir el consumo de aire.

1 - Tanque pulmón con placa orificio; 2 - Manómetro diferencia digital marca Dywida.

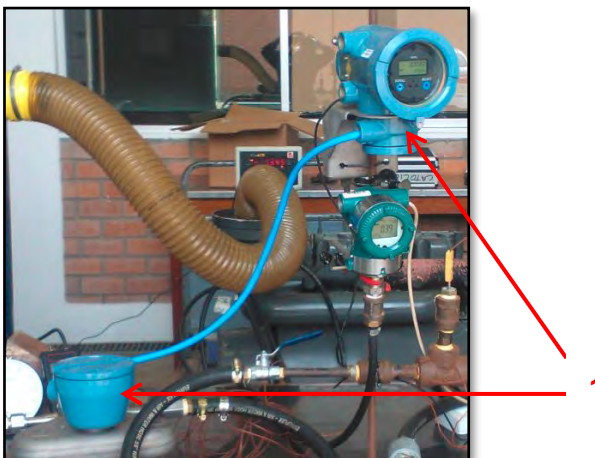


Figura 3.8 - Sistema de medición de consumo de gas natural.

1 - Medidor de flujo Micro Motion Coriolis Elite con rango hasta de 15 galones por hora.

Luego, como el gas natural se encuentra almacenado en un tanque de 40 litros a una presión de 200 bar y fue reducido hasta una presión de 3 bar para poder ser introducido en el motor, se tuvo que utilizar un regulador de presión que permitiese esta caída de presión sin que el gas cambie de estado, esto se logró debido a que el regulador de presión contaba con una segunda línea que utilizaba agua caliente a manera de intercambiador de calor, por lo cual se utilizó una bomba de agua y una terma para calentar el agua que circulaba en el sistema como se muestra en la Figura 3.9.

Por otra parte, el control de la inyección de gas natural se hizo electrónicamente con el sistema Landi Renzo mediante inyectores, módulo de control y fuente de energía, los cuales fueron dirigidos desde la interfaz del software simulink (Figura 3.10).





Figura 3.9 - Equipos para suministrar gas natural.

1 – Regulador de presión; 2 – tanque de gas natural; 3 – bomba de agua.

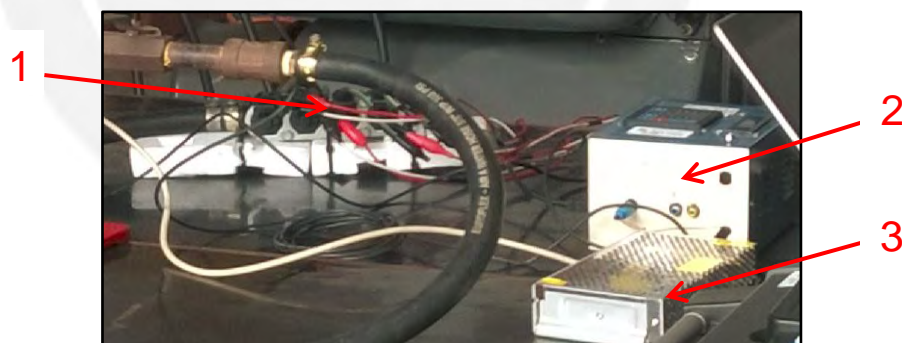


Figura 3.10 - Sistema de control de inyección de gas natural de la firma Landi Renzo.

1 – Inyectores de gas natural; 2 – Módulo de control; 3 – Transformador de energía del módulo de control.

Para controlar las prestaciones del grupo electrógeno se utilizó el tablero de control (Figura 3.11) que contaba con amperímetros y voltímetros para las 3 fases; durante las pruebas se aseguró que el voltaje permanezca en 200 V y la frecuencia en 60 Hz para controlar las

revoluciones del motor, adicionalmente se podía leer la presión y temperatura del aceite de motor y el tiempo de operación del grupo electrógeno.



Figura 3.11 - Tablero de control del grupo electrógeno.

Luego para regular la carga del grupo electrógeno se diseñó un banco resistivo (Anexo 2) el cual proporcionaba una resistencia variable dependiendo del nivel de profundidad que se sumergían las placas en el recipiente con salmuera, ver Figura 3.12.



Figura 3 12. Carga resistiva variable.

Finalmente, durante las pruebas se registró la imagen que se muestra en la Figura 3.13, se aprecia la medición del consumo de diesel a través de una balanza electrónica, la medición de las emisiones de gases contaminantes a través de la sonda del analizador de gases; asimismo se puede observar la forma de alimentación de gas natural que se encuentra almacenada en un tanque y la alimentación de aire mediante un tanque pulmón y un tubo flexible.

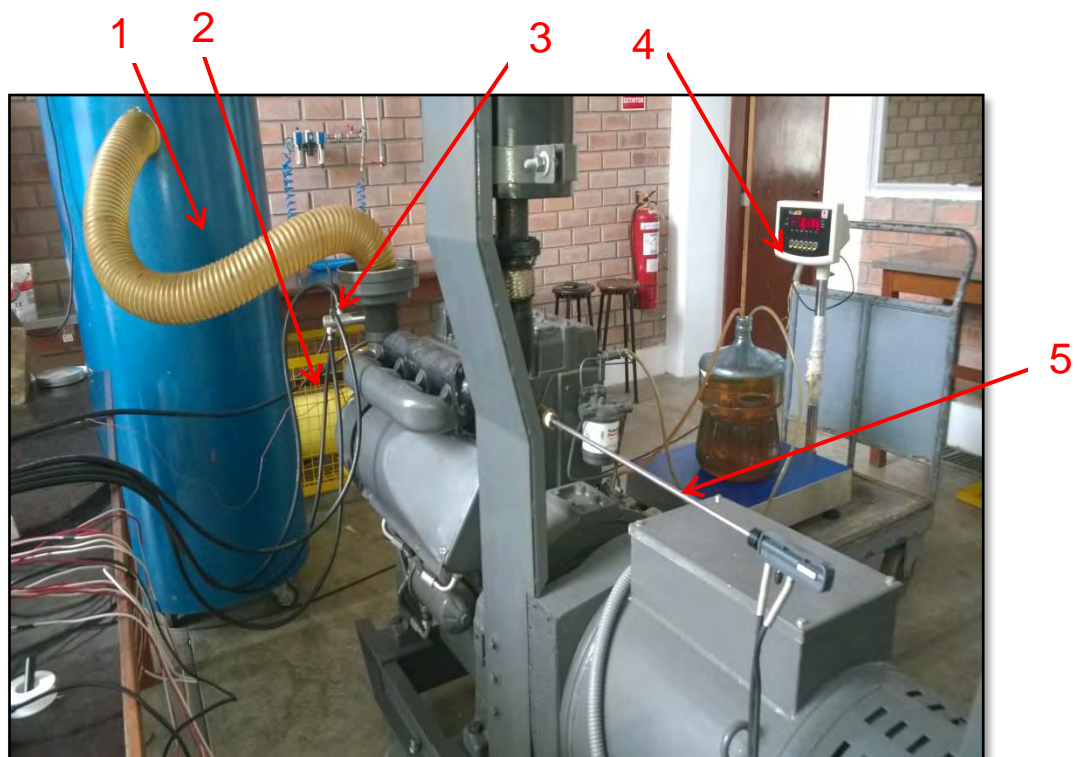


Figura 3.13. Banco de pruebas durante operación

1 – Tanque pulmón de aire; 2 - Tanque de gas natural; 3 – Sistema dosificador de gas natural; 4 – Balanza electrónica de 50 litros; 5 – Sonda del analizador de gases Testo 350 XL.

### 3.2. Protocolo de ensayo

Los ensayos fueron realizados en el Laboratorio de Maquinaria Pesada de la PUCP, el motor fue instrumentado para medir la potencia eléctrica que produce el grupo electrógeno, asimismo se utilizaron medidores de consumo de combustible y de admisión de aire.

Las temperaturas y presiones de los fluidos como son combustible, lubricante, aire y gases de escape también fueron registradas, además se registraron las concentraciones de



emisiones gaseosas en el tubo de escape del motor con el analizador de gases Testo 350 XL.

Se realizaron los ensayos experimentales definiendo primero el rango de carga que podía ser soportado por el grupo electrógeno, en ese sentido se encontraron las cargas máxima y mínima y a partir de estas se definieron en total seis niveles de carga (9, 15, 19, 23, 27 y 30 kW) para las pruebas, el régimen de giro fue 1800 RPM constante puesto que se trata de un generador de 4 polos cuya frecuencia debía ser 60 Hz.

Los ensayos se dividieron en 2 fases: la primera es el funcionamiento en el modo Diesel original y la segunda es el funcionamiento en el modo diesel/gas natural, en esta segunda fase fueron evaluados 4 porcentajes de sustitución de diesel por gas natural basados en el porcentaje de *Duty Cycle* (nivel de apertura de los inyectores de gas natural en un periodo) debido a que la relación de sustitución es variable para cada nivel de carga.

Se encontró que la máxima sustitución ocurrió cuando el *Duty Cycle* fue de 85% por lo tanto se definen: 1. 85% *Duty Cycle* (Máxima sustitución); 2. 70% *Duty cycle*; 3. 60% *Duty cycle*; 4. 50% de *Duty cycle* y 0% *Duty cycle* (modo diesel) Estos niveles de *Duty cycle* generaron niveles de consumo de gas natural que fueron 7, 6, 5, 4 y 0 kg/h respectivamente para todas las cargas.

Los parámetros registrados durante las pruebas se muestran en la Tabla 3.2.

Tabla 3.3 Parámetros medidos en los ensayos

N°	Parámetro	Símbolo	Unidades
1	Amperaje de línea	I	Amperios
2	Flujo másico de gas natural	m <sub>gas</sub>	kg/h
3	Temperatura de gas natural	T <sub>gas</sub>	°C
4	Presión de gas natural	P <sub>gas</sub>	kPa
5	Masa de diesel	m <sub>diesel</sub>	kg
6	Tiempo de consumo de diesel	t <sub>diesel</sub>	s
7	Temperatura admisión de aire	T <sub>aire</sub>	°C
8	Presión de admisión de aire	P <sub>aire</sub>	kPa
9	Temperatura de los gases de escape	T <sub>esc</sub>	°C
10	Oxígeno	O <sub>2</sub>	% Vol
11	Dióxido de carbono	CO <sub>2</sub>	% Vol
12	Monóxido de carbono	CO	ppm
13	Dióxido de nitrógeno	NO <sub>2</sub>	ppm
14	Óxidos de nitrógeno	NO <sub>x</sub>	ppm
15	Hidrocarburos no quemados	HC	ppm
16	Caída de presión	ΔP	Pa
17	Humedad	H <sub>amb</sub>	%
18	Temperatura	T <sub>amb</sub>	°C
19	Presión	P <sub>amb</sub>	kPa

### 3.3. Expresiones para el cálculo

#### 3.3.1. Potencia efectiva eléctrica

La potencia efectiva eléctrica se obtiene a partir del voltaje y corriente de línea medida, así como también del factor de potencia que es una característica del generador.

$$P_e = \sqrt{3} * V * I * \cos\phi \quad (1)$$

donde:

$P_e$  = Potencia efectiva eléctrica [kW];

$V$  = Voltaje entre líneas [V];

$I$  = Corriente de línea [I];

$\cos\phi$  = factor de potencia.

### 3.3.2. Consumo de combustible

El consumo de combustible se obtiene de la diferencia de las cantidades registradas inicial menos final para cada toma de datos.

$$\dot{m}_{diesel} = \frac{m_{diesel,inicial} - m_{diesel,final}}{t_{diesel}} \quad (2)$$

donde:

$\dot{m}_{diesel}$  = consumo de diesel [kg/s];

$m_{diesel,inicial}$  = masa de diesel inicial [kg];

$m_{diesel,final}$  = masa de diesel final [kg];

$t_{diesel}$  = tiempo para una toma de datos [s].

### 3.3.3. Relación de sustitución

La relación de sustitución se obtiene a partir de la variación de diesel consumido respecto del consumo de diesel en el modo original.

$$RS = \frac{\dot{m}_{diesel,original} - \dot{m}_{diesel,actual}}{\dot{m}_{diesel,original}} \quad (3)$$

donde:

$\dot{m}_{diesel,original}$  = consumo de diesel en modo original;

$\dot{m}_{diesel,actual}$  = consumo de diesel en modo diesel/gas natural.



### 3.3.4. Consumo de aire húmedo y seco

La cantidad de aire húmedo consumido se obtiene mediante el empleo de una placa orificio instalada en el ingreso del tanque pulmón que permite el cálculo de la velocidad de ingreso de aire húmedo; asimismo se necesita calcular la densidad y humedad absoluta del aire.

La densidad del aire en el ambiente se calcula con la siguiente expresión:

$$\rho_{aire} = \frac{P_{atm}}{R_{aire} * (273,15 + T_{amb})} \quad (4)$$

donde:

$\rho_{aire}$  = densidad del aire [kg/m<sup>3</sup>];

$P_{atm}$  = presión atmosférica [kPa];

$R_{aire}$  = constante de aire ambiente [kJ/kg.K];

$T_{amb}$  = temperatura del ambiente de trabajo [°C].

Para corregir la constante de aire se utiliza la humedad absoluta ( $w$ ) de la siguiente manera:

$$R_{aire} = \frac{R_{aire,s} + R_{vapor} * w}{1 + w} \quad (5)$$

donde:

$$R_{aire,s} = 0,287 \frac{kJ}{kg} \cdot K;$$

$$R_{vapor} = 0,46152 \frac{kJ}{kg} \cdot K.$$

Para el cálculo de la humedad absoluta ( $w$ ) se empleó la siguiente expresión:

$$w = \frac{0,622 * \frac{\phi r}{100} * P_{sat}}{P_{atm} - (\frac{\phi r}{100} * P_{sat})} \quad (6)$$

donde:

$w$  = humedad absoluta [kg/kg];

$\varphi_r$  = humedad relativa [%].

$P_{sat}$  = presión de agua a temperatura ambiente [kPa], la cual se puede calcular mediante Cuisano [20] con la siguiente formula:

$$P_{sat} = 10^{(30,59051 - 8,2 \cdot \log T_{amb} + 0,0024804 \cdot T_{amb} - 3142,31 / T_{amb})} \quad (7)$$

donde:

$T_{amb}$  = temperatura del ambiente de la sala de pruebas [K];

A partir de las expresiones anteriores se puede utilizar la siguiente expresión para calcular el consumo de aire húmedo y aire seco:

$$\dot{m}_{aire,hum} = \frac{3600 \cdot \rho_{aire} \cdot V_{aire} \cdot \pi \cdot d_m^2}{4} \quad (8)$$

$$\dot{m}_{aire,sec} = \frac{\dot{m}_{aire,hum}}{1+w} \quad (9)$$

donde:

$\dot{m}_{aire,hum}$  = consumo de aire húmedo [kg/h];

$\dot{m}_{aire,sec}$  = consumo de aire seco [kg/h];

$\rho_{aire}$  = densidad del aire ambiente [kg/m<sup>3</sup>];

$d_m$  = diámetro para medir el flujo de aire húmedo [m];

$w$  = humedad absoluta [kg/kg];

$V_{aire}$  = velocidad del aire en el diámetro medio [m/s].

La velocidad del aire en el diámetro de la placa orificio se calcula a partir de la ecuación de Bernoulli, considerando el coeficiente de descarga  $Cd$  (igual a 0,6).

$$V_{aire} = Cd * \sqrt{\frac{2 * \Delta P_{aire}}{\rho_{aire}}} \quad (10)$$

donde:

$\Delta P_{aire}$  = variación de presión en la placa orificio [Pa].

### 3.3.5. Consumo específico aparente de combustible

Es la cantidad de masa de combustible que se utiliza para obtener una determinada cantidad de energía de salida. Según el modo de operación se tiene lo siguiente:

#### a) Modo Diesel

El consumo específico de combustible en el modo de operación solo diesel se define de la siguiente manera:

$$cec_d = \frac{\dot{m}_{diesel}}{P_e} \quad (11)$$

donde:

$cec_d$  = consumo específico de combustible [g/kW.h];

$\dot{m}_{diesel}$  = consumo de combustible diesel [kg/h];

$P_e$  = Potencia efectiva eléctrica [kW].

#### b) Modo diesel/gas natural

El consumo específico de combustible en el modo dual, considera el consumo de diesel así como también el consumo de gas natural mediante la corrección con un factor que relaciona los poderes caloríficos inferiores de ambos combustibles.

$$cec_{dual} = \frac{\dot{m}_{diesel} + \frac{PCI_{GN}}{PCI_{diesel}} * \dot{m}_{GN}}{P_e} \quad (12)$$

donde:

$cec_{dual}$  = consumo específico de combustible en modo dual [g/kW.h];

$PCI_{GN}$  = poder calorífico inferior de gas natural [MJ/kg];

$PCI_{diesel}$  = poder calorífico de diesel [MJ/kg];

$\dot{m}_{GN}$  = consumo de gas natural [g/h];

$P_e$  = potencia efectiva eléctrica [kW].

### 3.3.6. Rendimiento efectivo eléctrico

Parámetro que indica la relación entre la potencia eléctrica desarrollada y la cantidad de energía suministrada por el combustible.

a) Modo Diesel

$$\eta_{e,d} = \frac{P_e}{\dot{m}_{diesel} * PCI_{diesel}} \quad (13)$$

donde:

$\eta_{e,d}$  = rendimiento efectivo en modo Diesel;

$P_e$  = Potencia efectiva eléctrica [kW];

$\dot{m}_{diesel}$  = consumo de combustible diesel [kg/h].

b) Modo diesel/gas natural

$$\eta_{e,dual} = \frac{P_e}{\left(\dot{m}_{diesel} + \frac{PCI_{GN}}{PCI_{diesel}} * \dot{m}_{GN}\right) * PCI_{diesel}} \quad (14)$$

donde:

$\eta_{e,dual}$  = rendimiento efectivo en modo Diesel.

### 3.3.7. Dosado relativo

El dosado relativo representa que tan alejado se encuentra la relación combustible aire de operación respecto de la relación combustible aire estequiométrica, según la siguiente expresión:

a) Modo Diesel

$$F_{r,d} = \frac{F_{e,d} * \dot{m}_{diesel}}{\dot{m}_{aire,sec}} \quad (15)$$

donde:

$F_{r,d}$  = dosado relativo para el modo original;

$F_{e,d}$  = dosado estequiométrico del diesel, que para este caso es igual a 14,6.

b) Modo diesel/gas natural

Para calcular el dosado relativo en el modo dual se utiliza la expresión definida por Cuisano [20]:

$$F_{r,d} = \frac{F_{e,d} * \dot{m}_{diesel} + F_{e,GN} * \dot{m}_{GN}}{\dot{m}_{aire,sec}} \quad (16)$$

donde:

$F_{e,GN}$  = dosado estequiométrico del gas natural, igual a 17.

### 3.3.8. Emisiones específicas

La manera más adecuada de comparar las emisiones contaminantes entre motores es mediante el concepto de emisiones específicas que relaciona la cantidad másica de contaminante por unidad de potencia generada.

$$sNO_x = \frac{\dot{m}_{NO_x}}{P_e} \quad (17)$$

$$sCO = \frac{\dot{m}_{CO}}{P_e} \quad (18)$$

$$sHC = \frac{\dot{m}_{HC}}{P_e} \quad (19)$$

donde:

$\dot{m}_{NO_x}$  = flujo másico de emisiones de  $NO_x$ ;

$\dot{m}_{CO}$  = flujo másico de emisiones de  $CO$ ;

$\dot{m}_{HC}$  = flujo másico de emisiones de  $HC$ .

El prefijo  $s$  utilizado antes del tipo de contaminante indica emisiones específicas del contaminante.

#### a) Flujo de los contaminantes

El flujo de gases de escape se determina mediante la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{gas\ hum} = \dot{m}_{aire,hum} + \dot{m}_{diesel} \quad (20)$$

donde:

$\dot{m}_{gas\ hum}$  = flujo de gases de escape en base húmeda [kg/h];

$\dot{m}_{aire,hum}$  = flujo de aire húmedo [kg/h];

$\dot{m}_{diesel}$  = consumo de combustible diesel [kg/h].

Luego, como las emisiones medidas de los contaminantes mediante el analizador Testo XL-350 son en base seca, se debe corregir a base húmeda mediante el siguiente factor:

$$F_1 = 1 - \left( \text{relación } \frac{H}{C} \text{ del combustible} \right) * \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{m}_{aire}} \quad (21)$$

Así, el factor de corrección en modo Diesel se define de la siguiente manera:

$$F_d = 1 - (1,85) * \left( \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_{aire,s}} \right) \quad (22)$$

donde el valor 1,85 está determinado por la relación atómica Hidrogeno/Carbono del diesel

Y para el factor de corrección en modo dual, se debe considerar la relación atómica Hidrogeno/Carbono del gas natural (3,82 según Cuisano [20]). Por lo tanto, el factor de corrección se calcula de la siguiente manera:

$$F_d = 1 - (1,85) * \left( \frac{\dot{m}_{diesel}}{\dot{m}_{aire,s}} \right) - 3,82 * \left( \frac{\dot{m}_{GN}}{\dot{m}_{aire,s}} \right) \quad (23)$$

Finalmente, los flujos de los contaminantes quedan definidos con las siguientes expresiones según Cuisano [20]:

$$\dot{m}_{NO_x} = 0,000966 * NO_{x,s} * F_1 * \dot{m}_{gas,hum} \quad (24)$$

$$\dot{m}_{CO} = 0,001587 * CO_s * F_1 * \dot{m}_{gas,hum} \quad (25)$$

$$\dot{m}_{HC} = 0,000478 * HC_s * F_1 * \dot{m}_{gas,hum} \quad (26)$$

donde:

$NO_{x,s}$  = emisiones de óxidos de nitrógeno en base seca [ppm];



$CO_s$  = emisiones de óxido de carbono en base seca [ppm];

$HC_s$  = emisiones de hidrocarburos no quemados en base seca [ppm];

$F_1$  = factor de corrección para base húmeda según el modo de operación.

### 3.3.9. Fórmulas para corregir parámetros y errores de medición (Incertidumbre)

De acuerdo a si la medida es directa o indirecta se tienen las siguiente formulas:

#### 3.3.9.1. Medidas Directas.

Para las mediciones directas que no dependen de otros valores o mediones, se usan las siguientes expresiones:

- **Incertidumbre de lectura**

Un instrumento de medición digital proporsiona directamente la resolución del mismo, sin embargo para un isnrumento analógico se calcula como la mitad de la menor division de la escala, como se muestra en la siguiente expresión [21].

$$\sigma_L = \frac{div_{me}}{2} \quad (27)$$

donde:

$\sigma_L$  = Incertidumbre de presición (misma unidad del dato medido);

$div_{me}$  = división menor de la escala del instrumento (misma unidad del dato medido).

- **Incertidumbre aleatoria**

Es la distancia que estará más probablemente un dato medido del valor real. El factor “t” de student es un nivel de confianza que para este caso es 95% y se aplicó para un total de muestras menor a 10 [21].

$$\sigma_A = t_{N-1} * \frac{\sigma_{N-1}}{\sqrt{N}} \quad (28)$$

donde:

$\sigma_A$  = Incertidumbre aleatoria (misma unidad del dato medido);

$t_{N-1}$  =factor de corrección “t” de studen;

$\sigma_{N-1}$  = desviación estandar de una muestra (misma unidad del dato medido);

N = número de muestras.

- **Incertidumbre estándar o error cuadrático medio.**

Es utilizado para estimar el error de la media, al esperar que al tomar más medidas la media de estas sea más precisa, según la siguiente expresión [21]:

$$\sigma_x = \frac{\sigma_{N-1}}{\sqrt{N}} \quad (29)$$

donde:

$\sigma_x$  = Incertidumbre estándar (misma unidad del dato medido);

$\sigma_{N-1}$  = desviación estándar de una muestra (misma unidad del dato medido);

N = número de muestras.

- **Desviación estándar de una muestra.**

La desviación estándar de una medición es la incertidumbre debido a las fluctuaciones y está definida como medida del grado de dispersión de los datos con respecto a la media aritmética [21].

$$\sigma_{N-1} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}{N-1}} \quad (30)$$

donde:

$\sigma_{N-1}$  = desviación estándar de una muestra (misma unidad del dato medido);

$x_i$  = dato i (misma unidad del dato medido);

$\bar{x}_i$  = media (misma unidad del dato medido);

N = número de muestras.

- **Incertidumbre total.**

Para calcular la incertidumbre total en una medición, se sumará la incertidumbre de precisión y la aleatoria en cuadratura, es decir [21]:

$$\sigma_T = \sqrt{\sigma_L^2 + \sigma_A^2} \quad (31)$$

donde:

$\sigma_T$  = incertidumbre total (misma unidad del dato medido);

$\sigma_L$  = incertidumbre de lectura (misma unidad del dato medido);

$\sigma_A$  = incertidumbre aleatoria (misma unidad del dato medido).

### 3.3.9.2. Medidas Indirectas

Para las mediciones indirectas, o que dependen de otras variables debido a fórmulas matemáticas, se utilizan las siguientes expresiones [21].

Si el valor de y depende de N variables  $x_1, x_2, \dots, x_N$ , con incertidumbres  $\sigma_{T1}, \sigma_{T2}, \dots, \sigma_{TN}$  de la forma

$$y = y(x_1, x_2, \dots, x_N) \quad (32)$$

Luego, la incertidumbre en  $y$  se determina por:

$$\sigma_y = \sqrt{\left(\frac{\partial y}{\partial x_1}\right)^2 \sigma_{T_{x_1}}^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial x_2}\right)^2 \sigma_{T_{x_2}}^2 + \dots + \left(\frac{\partial y}{\partial x_N}\right)^2 \sigma_{T_{x_N}}^2} \quad (33)$$

$$\sigma_N = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial y}{\partial x_i}\right)^2 \sigma_{T_{x_i}}^2} \quad (34)$$

donde:

$\sigma_y$  = incertidumbre general (misma unidad del dato asociado);

$\sigma_{T_{x_1}}, \sigma_{T_{x_2}}, \dots, \sigma_{T_{x_N}}$  = incertidumbre total de cada variable involucrada;

$\frac{\partial y}{\partial x_1}, \frac{\partial y}{\partial x_2}, \dots, \frac{\partial y}{\partial x_N}$  = derivada parcial de "y" respecto a las variables  $x_1, x_2$  o  $x_N$ ;

N = número de variables involucradas.

## **CAPÍTULO 4**

### **RESULTADOS Y ANÁLISIS**

A continuación, se presentan los resultados de las pruebas realizadas mediante gráficos que registran la variación de parámetros medidos y calculados con respecto al porcentaje de sustitución de diesel por gas natural (SDGN). En estos gráficos se utilizaron líneas de tendencia para analizar los valores promedio de los resultados. Aquí es importante mencionar que con la finalidad de evaluar el funcionamiento del motor utilizando la mayor cantidad de gas natural, se decidió evaluar altos porcentajes de SDGN, en general superiores al 50%.

En las Figuras 4.1 y 4.2 se presentan los consumos de diesel y gas natural respectivamente, para las diferentes cargas aplicadas al motor en términos de potencia eléctrica generada cuando se modifica el porcentaje de SDGN.

En la Figura 4.1 se observa que en el modo diesel (SDGN=0), el consumo de diesel aumenta como era esperado, con la carga del motor. El rango de consumo de diesel fue entre 4,6 y 9,7 kg/h para 9 kW y 30 kW eléctricos respectivamente. En el modo diesel/gas natural (SDGN > 0) se observa que se pudo alcanzar porcentajes de SDGN por encima del 80%, lo cual originó que el consumo de diesel se reduzca hasta alcanzar valores inferiores y muy cercanos a 1 kg/h para todos los niveles de carga evaluados. Asimismo, se distingue la relación lineal entre consumo de diesel y la SDGN. Por otro lado, se observa que la

disminución del consumo de diesel es más pronunciada en cargas altas que en cargas bajas, cuando se analiza un mismo aumento de SDGN, debido a que en cargas altas el consumo de diesel es superior.

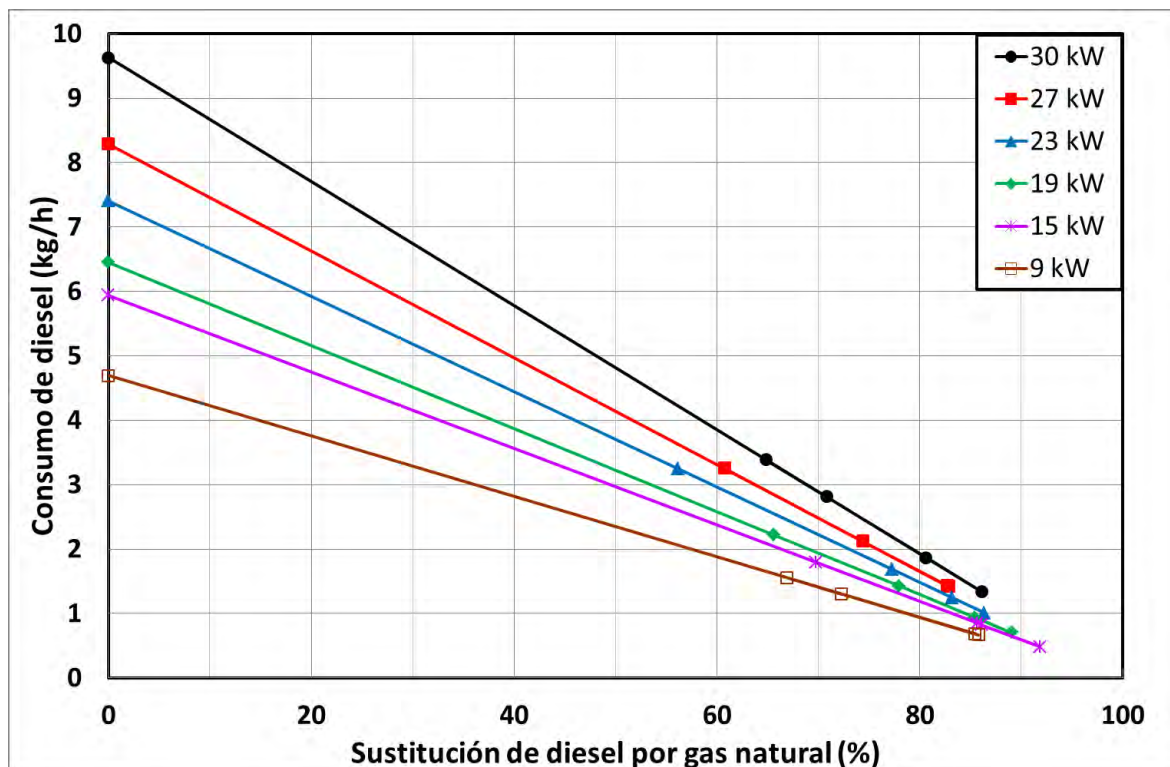


Figura 4.1 - Consumo de diesel versus SDGN.

En la Figura 4.2 se distingue mediante líneas de tendencia, el aumento del consumo de gas natural que se genera a partir del aumento del porcentaje de SDGN; se observa que las magnitudes de consumo de gas natural fueron 4, 5, 6 y 7 kg/h para todos los niveles de carga, de este modo la disminución del consumo de diesel en la Figura 4.1 ocasiona el aumento del consumo de gas natural cuando se incrementa el porcentaje de SDGN.

Respecto a los niveles de rendimiento efectivo eléctrico que se obtuvieron con la SDGN en diferentes porcentajes, se debe recordar que en el capítulo 3, el rendimiento efectivo



eléctrico fue definido como el cociente de la potencia eléctrica generada y la energía suministrada por el (los) combustible (s) (ver ecuaciones 13 y 14).

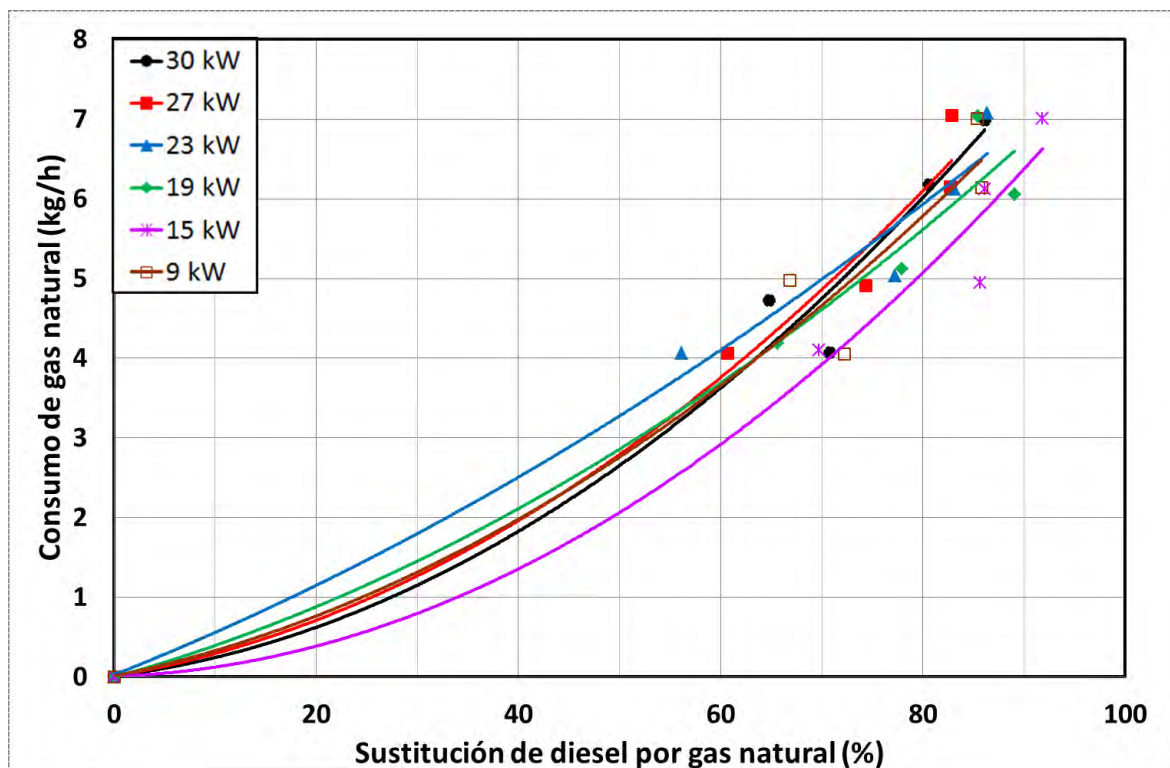


Figura 4.2 - Consumo de gas natural versus SDGN.

La Figura 4.3 permite observar que en el modo diesel (SDGN=0) el rendimiento aumenta conforme se incrementa el nivel de carga eléctrica. Por otro lado, en el modo diesel/gas natural se nota que los niveles de rendimiento registrados no superan el 35%, lo cual está dentro del rango estándar de grupos electrógenos, asimismo se aprecia que para cargas altas el rendimiento es prácticamente inalterado comparado con el modo Diesel. Pero en cargas bajas se aprecia una caída de la eficiencia con el aumento de SDGN. Por ejemplo, en 9 kW se distingue una caída de 47% de rendimiento, ya que este disminuye desde 17% hasta 9% en los modos diesel y diesel/gas natural respectivamente. Este resultado indica que en cargas bajas no se aprovecha adecuadamente la energía del gas natural.

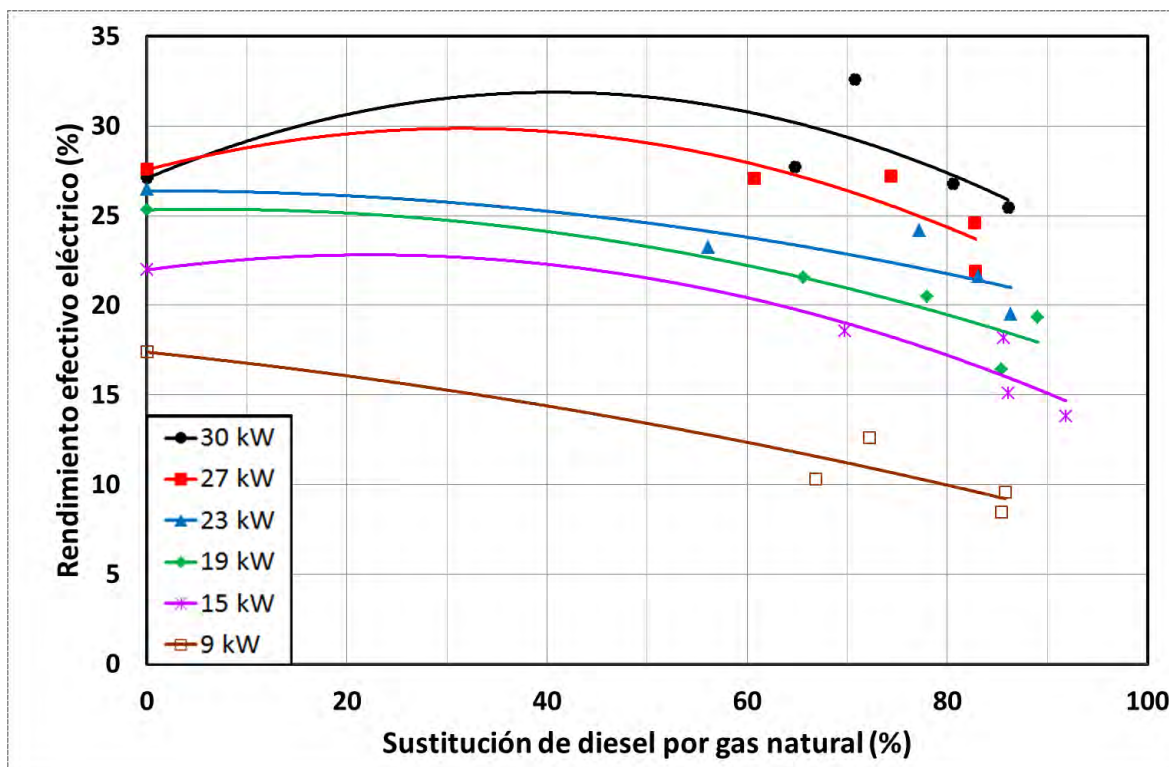


Figura 4.3 – Rendimiento efectivo eléctrico versus SDGN.

El *duty cycle* representa el tiempo que los inyectores permanecen abiertos durante un periodo de inyección de gas natural. En la Figura 4.4 se analiza el rendimiento efectivo eléctrico versus potencia eléctrica neta para los distintos niveles de *duty cycle* de los inyectores de gas natural. La curva para 0% *duty cycle* que representa al modo diesel tiene la tendencia al incremento con una tasa que se reduce, por lo que a partir de 30 kW permanecería constante, mientras que las curvas correspondientes a mayores porcentajes de *duty cycle*, 85% y 70% que generan un consumo de gas natural de 7 y 6 kg/h respectivamente, tienen una tendencia a crecer con una tasa constante. Este tipo de comportamiento demuestra que el rendimiento efectivo eléctrico del modo de operación diesel/gas natural con altos porcentajes de *duty cycle* será mayor que el rendimiento en el modo de operación solo con diesel o 0% *duty cycle* cuando se solicitan altos niveles de potencia eléctrica.

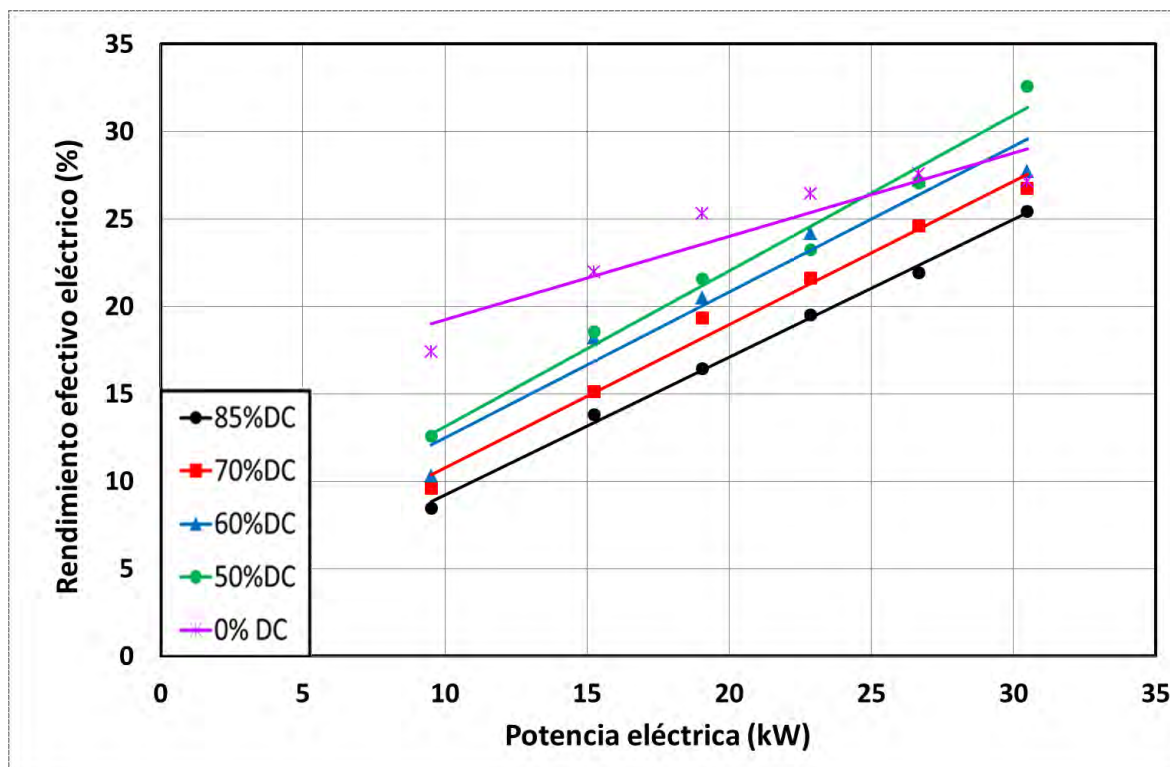


Figura 4.4 - Rendimiento efectivo eléctrico versus potencia eléctrica para distintos niveles de *Duty Cycle*.

En la Figura 4.5, se aprecia la variación de consumo específico aparente de combustible, considerando la operación dual y la operación original, en relación con el porcentaje de SDGN. Ciertamente este parámetro es la inversa del rendimiento efectivo eléctrico (Figura 4.3), es decir si el consumo específico aumenta, el rendimiento disminuye. Por medio de la Figura 4.5 se identifican menores consumos específicos para cargas altas (30 y 27 kW) que para cargas bajas (9 y 15 kW), lo cual se da tanto en modo diesel/gas natural como en modo original o solo diesel; no obstante, se puede identificar que a partir de 70% de SDGN el consumo específico aparente empieza a aumentar para mantener una determinada carga, puesto que el consumo de gas natural tiende a aumentar (ver Figura 4.2) lo cual constituye la principal fuente del mayor consumo específico aparente de combustible.

Lo anterior se hace más notorio en cargas bajas, como es el caso de operación en 9 kW, donde se llega a utilizar el doble de energía provista por los combustibles en el modo

diesel/gas natural para generar la misma cantidad de potencia obtenida en el modo Diesel. Por otro lado, para solicitaciones de cargas altas (30 y 27 kW) el consumo específico aparente de combustible permanece casi constante o con un leve aumento para altos porcentajes de SDGN lo cual permite comprobar que los niveles de rendimiento encontrados para estas cargas en la Figura 4.3 corresponden a estos niveles bajos y casi constantes de consumo específico aparente de combustible.

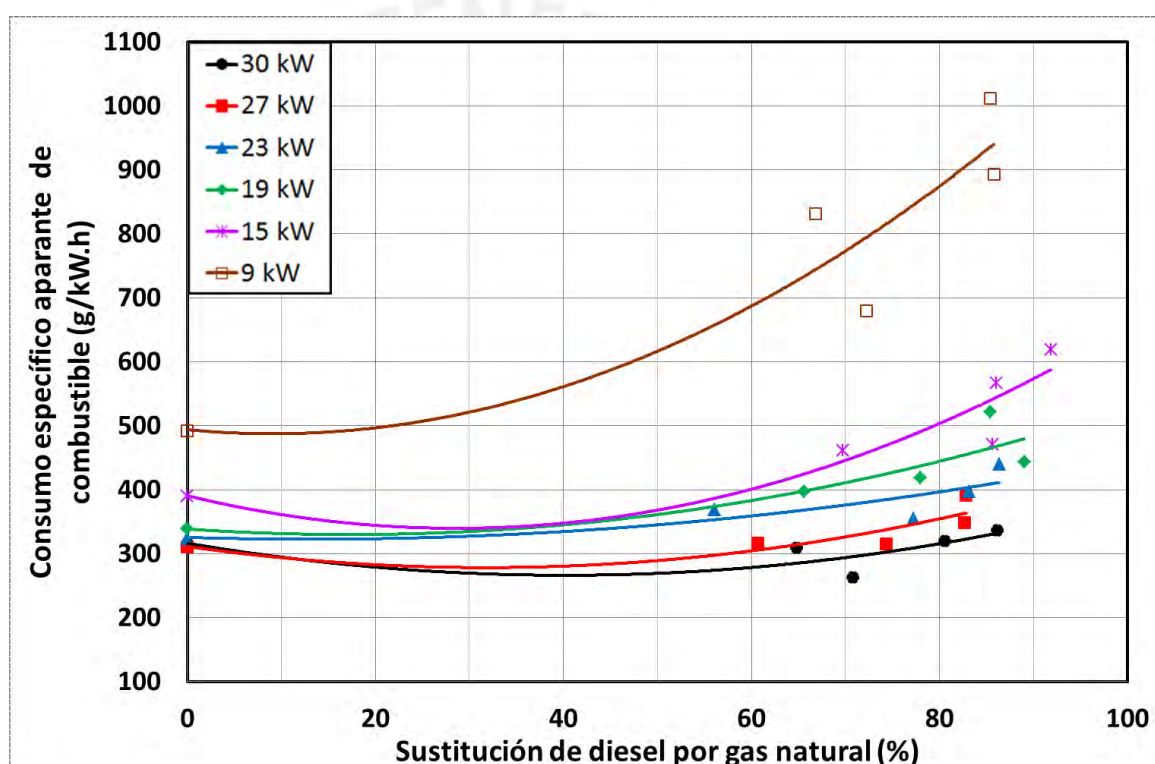


Figura 4.5 - Consumo específico aparente de combustible versus SDGN.

En la Figura 4.6 se observa la variación del consumo de aire seco frente al cambio de porcentaje de SDGN. Si se observa el modo Diesel (SDGN = 0) se aprecia que a mayor sollicitación del grupo electrógeno, el consumo de aire seco se hace mayor, lo cual es correcto puesto que al aumentar el consumo de diesel para poder alcanzar la sollicitación requerida, se necesita aumentar el consumo de aire seco para tener una buena mezcla para

la combustión. Por otro lado, en el modo diesel/gas natural la variación de los datos registrados no permite definir una tendencia clara para el consumo de aire seco.

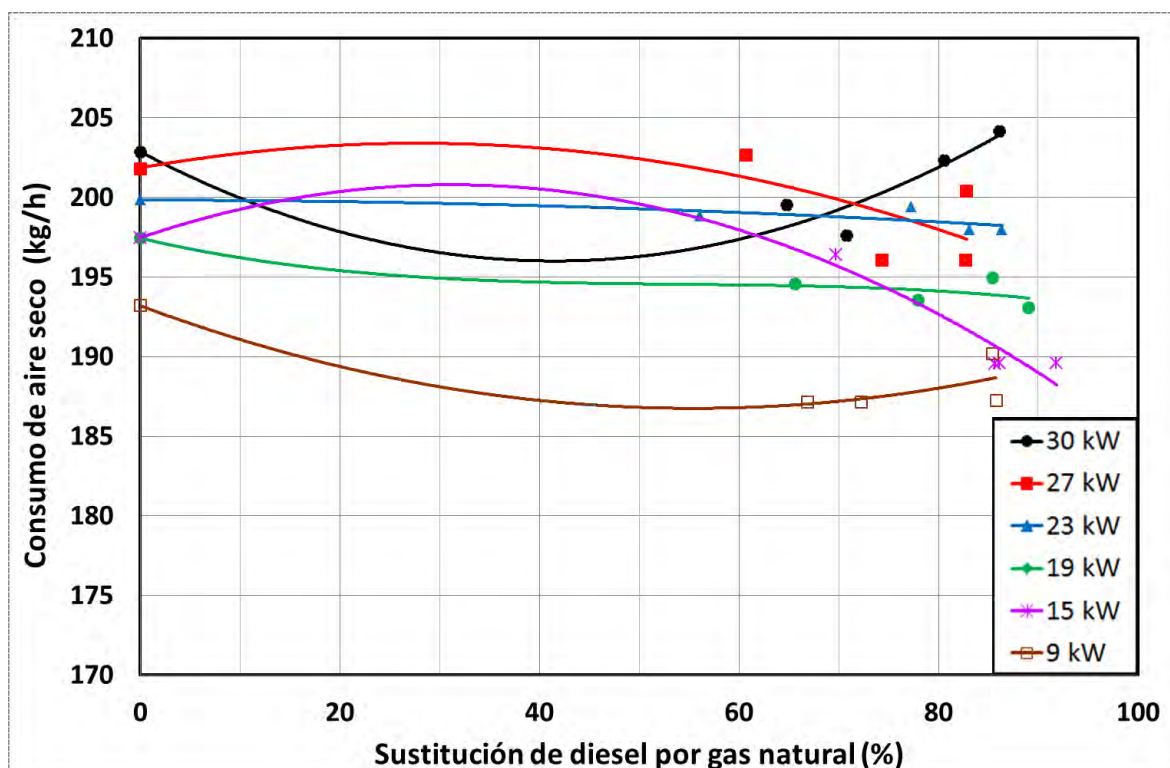


Figura 4.6 - Consumo de aire seco versus SDGN.

Al observar la variación del dosado relativo respecto al incremento de la SDGN en la Figura 4.7, se observan tendencias de aumento, excepto en la solicitud de máxima carga (30 kW). Como ya se indicó, el dosado relativo es la relación entre el dosado real y el estequiométrico, siendo el dosado real la relación entre el consumo de combustibles registrado y el consumo de aire real (ecuaciones 15 y 16). Los motores Diesel operan con mezcla aire-combustible pobre, es decir el dosado relativo es siempre menor a 1, tal afirmación es constatada para SDGN =0 en la Figura 4.7, el dosado relativo tiende a aumentar con la carga llegando a 0,7 en 30 kW.



Por otra parte, en el modo diesel/gas natural, los dosados relativos también fueron menores a 0,7. Con el aumento del porcentaje de SDGN se aprecia un aumento más pronunciado del dosado relativo, en ese sentido se puede decir que el dosado relativo se incrementa conforme se sustituye más diesel por gas natural. Este efecto se debe a que el gas natural suministrado en la admisión pasó a ocupar un volumen en el interior de la cámara y con ello la cantidad de aire admitida se redujo como se aprecia en la Figura 4.6 ocasionando que el dosado real aumente puesto que hay más cantidad de combustible (diesel y gas natural) que aire para altos valores de SDGN.

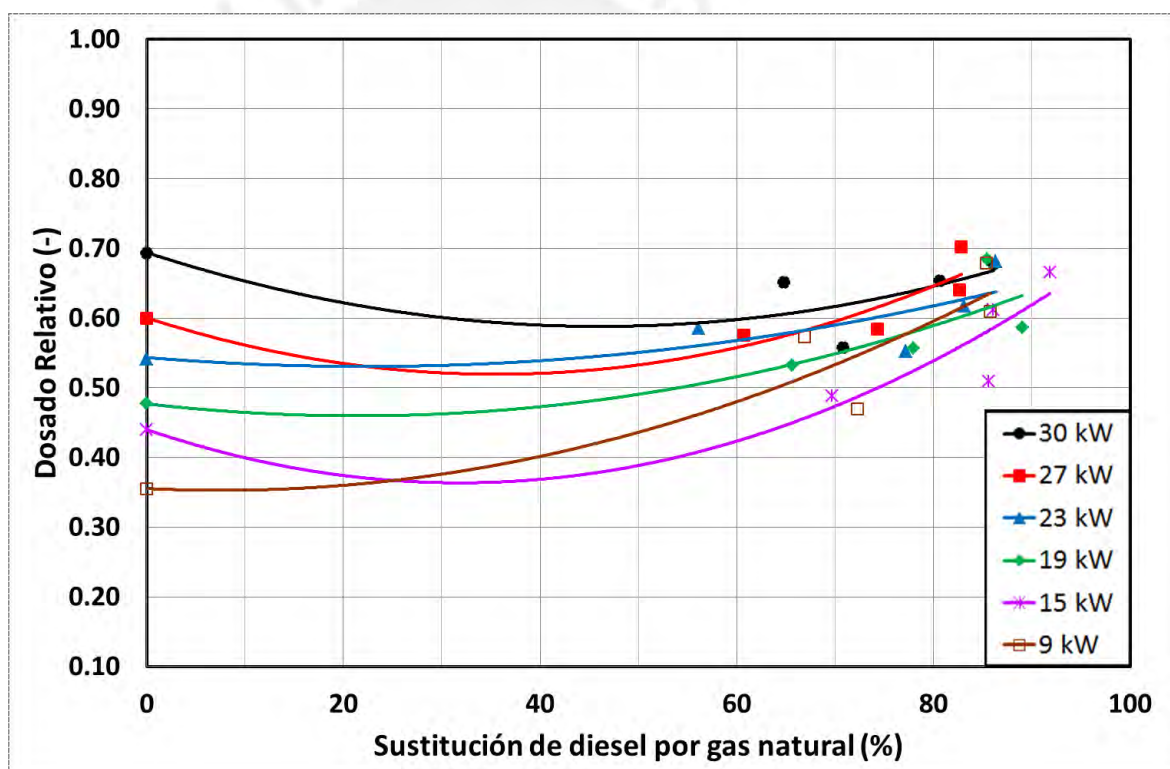


Figura 4.7 - Dosado relativo versus SDGN.

Respecto a lo mostrado en la Figura 4.8, se distingue claramente que en el modo Diesel con cargas elevadas, la temperatura de los gases de escape es mayor que en cargas bajas; la máxima temperatura fue igual a 516°C para 30 kW.



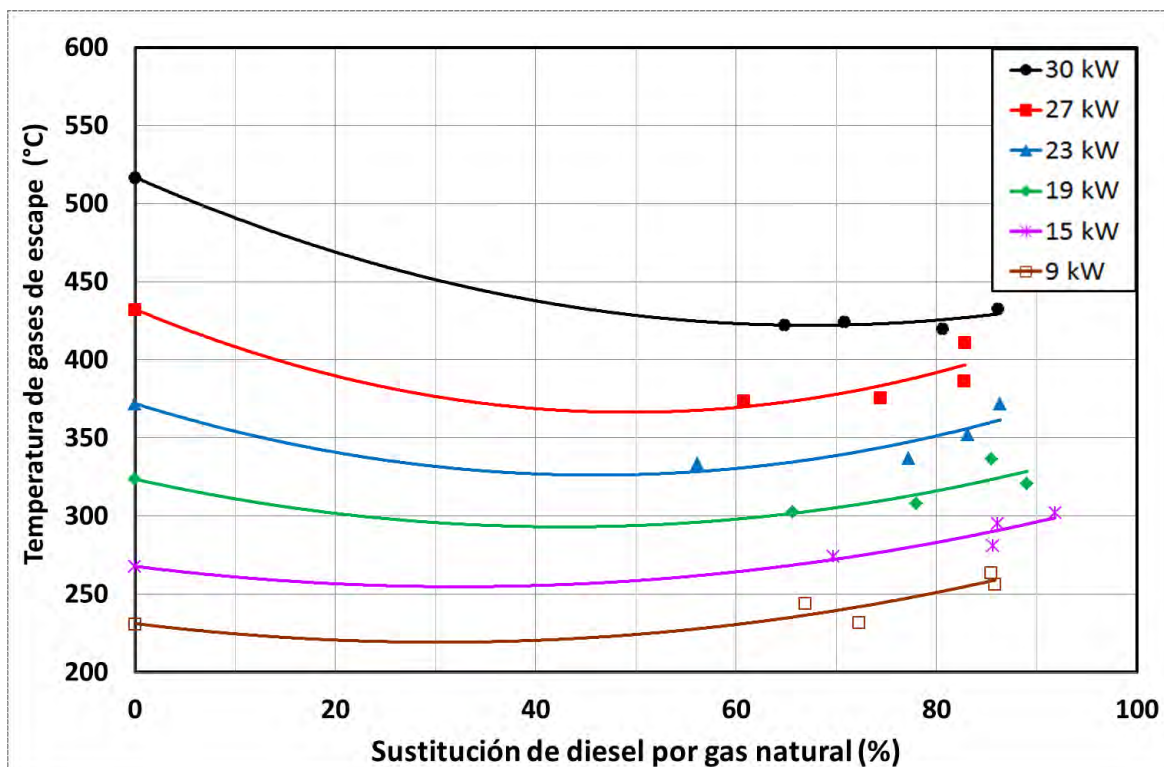


Figura 4.8 - Temperatura de gases de escape versus SDGN.

Con respecto al modo diesel/gas natural se observan 2 tendencias en función de la carga del motor. En altas cargas (23 a 30 kW) el aumento de SDGN ocasiona la disminución en la temperatura de los gases de escape; por ejemplo en 30 kW, la temperatura de los gases de escape se reduce de 516°C a 420°C, es decir una reducción de 90°C cuando se incrementa la SDGN desde 0 a 80%. En cargas bajas (9 a 19 kW) el aumento de SDGN ocasiona que la temperatura de los gases de escape se eleve; por ejemplo en 9 kW, la temperatura de los gases de escape se incrementa desde 231°C a 263 °C cuando la SDGN aumenta desde 0 a 85%.

El efecto de las dos tendencias para la operación en modo diesel/gas natural de la Figura 4.8, guarda relación con la tendencia del rendimiento (Figura 4.3) donde se aprecia que para altas cargas existe un mayor rendimiento que para cargas bajas, lo cual se debe justamente a las dos tendencias descritas. En cargas altas con altos niveles de SDGN se

aprovecha mejor la quema de los combustibles; de esta manera la energía o temperatura que hay en los gases de escape es menor que en modo Diesel (SDGN=0); sin embargo, cuando se opera en cargas bajas con altos porcentajes de SDGN, el rendimiento es menor y se refleja en la mayor energía o temperatura de los gases de escape.

La Figura 4.9 muestra las emisiones específicas de óxidos de nitrógeno con respecto a la variación de SDGN. En el modo Diesel se aprecia que la máxima cantidad de emisiones específicas de NOx fue alcanzada para la carga de 23 kW, puesto que para las cargas de 27 kW y 30 kW el incremento de emisiones de NOx no compensa el aumento de carga eléctrica por lo cual para estos niveles de potencia, las emisiones específicas de NOx en modo Diesel, no son las mayores.

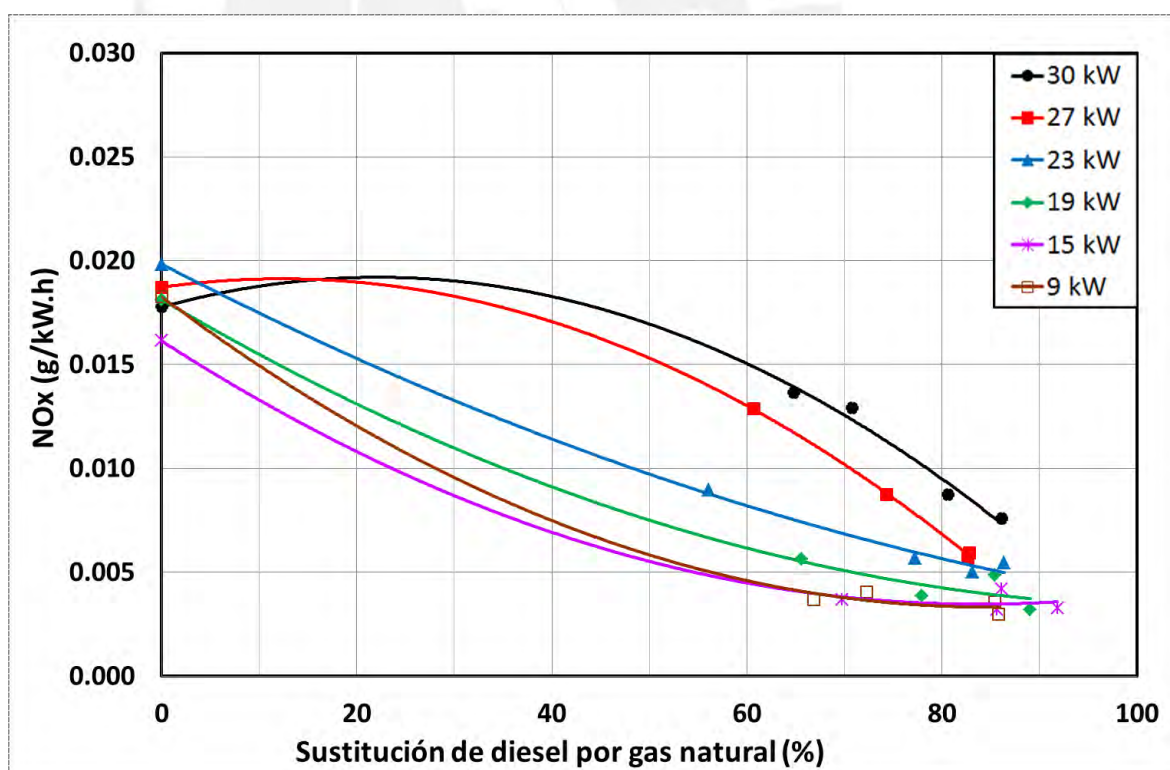


Figura 4.9 - Emisiones específicas de NOx versus SDGN.

Al observar la Figura 4.9 también se aprecia que al aumentar la SDGN se disminuyen notablemente las emisiones de NO<sub>x</sub> puesto que estos dependen de la temperatura que se genera en la cámara de combustión que estaría disminuyendo; lo cual como ya se vio en la Figura 4.8 también provocaría menores temperaturas en los gases de escape conforme se aumenta la SDGN. Asimismo, existe una menor concentración de oxígeno en la cámara de combustión (ver Figura 4.6) con el aumento de SDGN. La menor temperatura y menores masas de oxígeno serían los factores principales que explicarían la reducción de NO<sub>x</sub>. La Figura 4.9 permite decir también que independientemente del nivel de carga, el aumento de SDGN ocasiona la reducción de las emisiones específicas de NO<sub>x</sub>. Se sospecha de estos dos factores: la menor temperatura en la cámara de combustión y la reducción de oxígeno, sin embargo no se puede concluir cuál de estos factores tiene mayor influencia puesto que por ejemplo para bajas cargas la temperatura de los gases de escape aumenta (ver Figura 4.8) lo cual permite decir que la temperatura alcanzada en la cámara de combustión aumentó respecto al modo Diesel original; sin embargo, la caída de oxígeno o aire seco para bajos niveles de carga es notable cuando se incrementa la SDGN (ver Figura 4.6), de esta manera se sospecha que para cargas bajas la reducción de NO<sub>x</sub> estaría mayormente influenciada por la caída de oxígeno que por el incremento de la temperatura, y para cargas altas ocurriría lo contrario, es decir la reducción de NO<sub>x</sub> estaría ocurriendo principalmente por la caída de temperatura en la cámara de combustión que por la variación de oxígeno que en este caso permanece casi constante.

La disminución de la temperatura en la cámara de combustión mejora los niveles de emisiones de óxidos de nitrógeno, sin embargo, esto tiene un efecto contrario. Al no alcanzarse una determinada temperatura en la cámara de combustión, los hidrocarburos estarían oxidándose parcialmente o incluso se dejarían de oxidar. Esto se distingue mejor en la Figura 4.10, donde se muestra las variaciones de hidrocarburos no quemados frente a la variación del porcentaje de SDGN. En el modo Diesel, el analizador de gases no percibió emisiones de Hidrocarburos no quemados, pero en el modo diesel/gas natural se observa aumentos bruscos a medida que crece la SDGN siendo este efecto más notable en bajas

cargas, por ejemplo en 9 kW, la operación en modo diesel/gas natural ocasiona un incremento desde 0 a 0,2 g/kW.h con el aumento respectivo de SDGN desde 0 hasta 85%

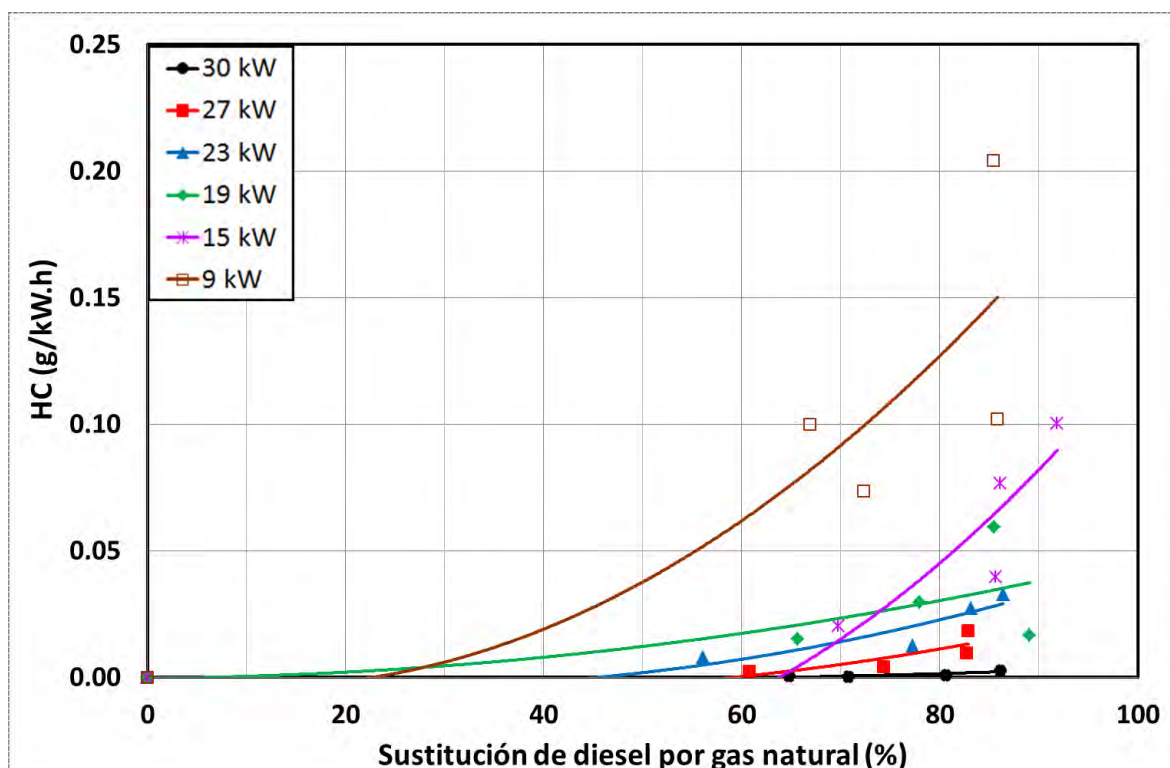


Figura 4.10 - Emisiones específicas de HC versus SDGN.

En operación para cargas altas en el modo diesel/gas natural se muestra un aumento muy ligero de emisiones específicas de HC, desde 0 hasta 0,01 y 0,003 g/kW.h para 27 y 30 kW respectivamente cuando se incrementa hasta 86% la SDGN. A consecuencia de la composición del gas natural (Ver Tabla I.1) estas emisiones de HC estarían prácticamente asociadas al metano no quemado o quemado parcialmente.

Para concluir con las emisiones, en la Figura 4.11 se presenta la variación de emisiones específicas de CO versus la variación del porcentaje de SDGN, donde se observa primero que en el modo Diesel, las emisiones específicas de CO tienen un valor cercano a 0,01

g/kW.h para los niveles de carga ensayados. Por otra parte, se observa que en el modo diesel/gas natural para los valores de sustitución ensayados existe un incremento de emisiones específicas de CO; sin embargo, estos valores son bajos ya que las emisiones de CO aumentan para mezclas ricas en combustible lo cual no es una característica de un motor de encendido por compresión, las mayores emisiones específicas ocurren en cargas bajas, como son 9 y 15 kW donde se obtienen picos de 0,08 y 0,04 g/kW.h respectivamente para los niveles de SDGN entre 70 y 80%.

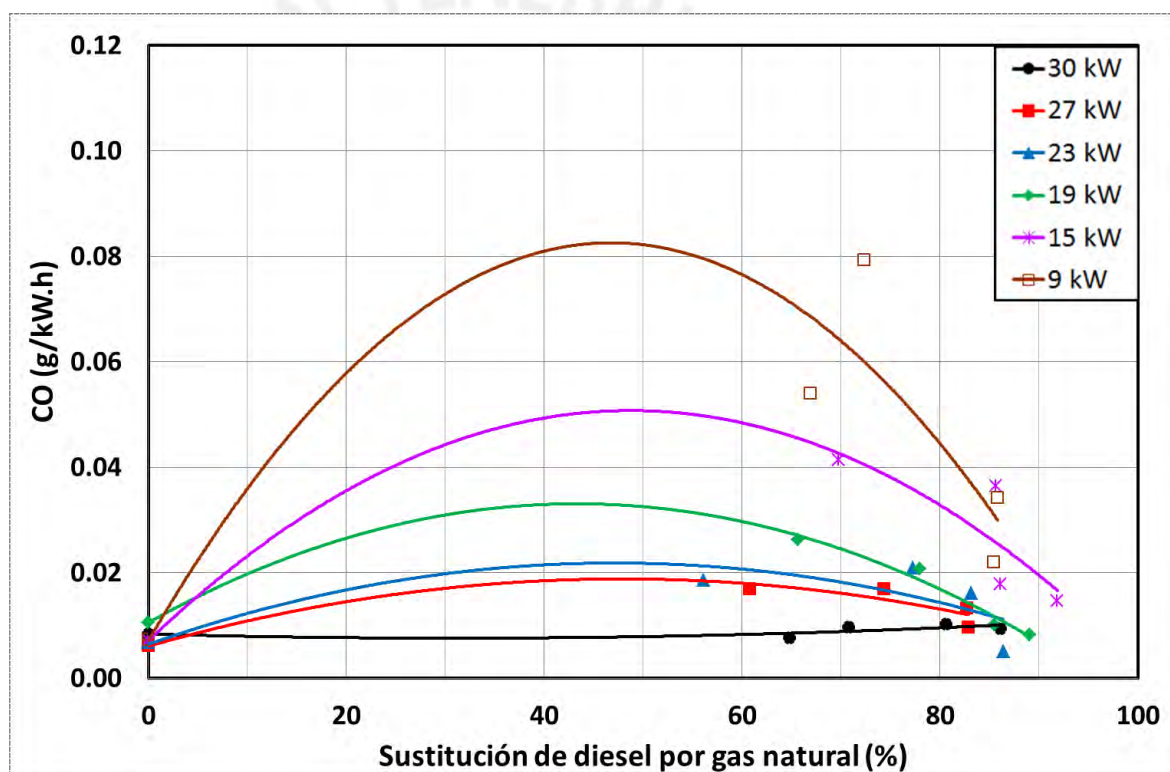


Figura 4.11 - Emisiones específicas de CO versus SDGN.

Finalmente, en la Figura 4.12, se presenta la potencia disipada al exterior versus potencia eléctrica neta, la potencia disipada es la potencia que no se utiliza y termina en el exterior a través de los gases de escape y por transferencia de calor. En esta figura se observa el incremento casi lineal de la curva de operación solo con diesel (0% *Duty Cycle*) lo que indica que la energía que se disipa al exterior aumentará, mientras que para los porcentajes



altos de SDGN (85% y 70% *Duty Cycle*) se espera menor energía desaprovechada para solicitudes por encima de los 33 kW.

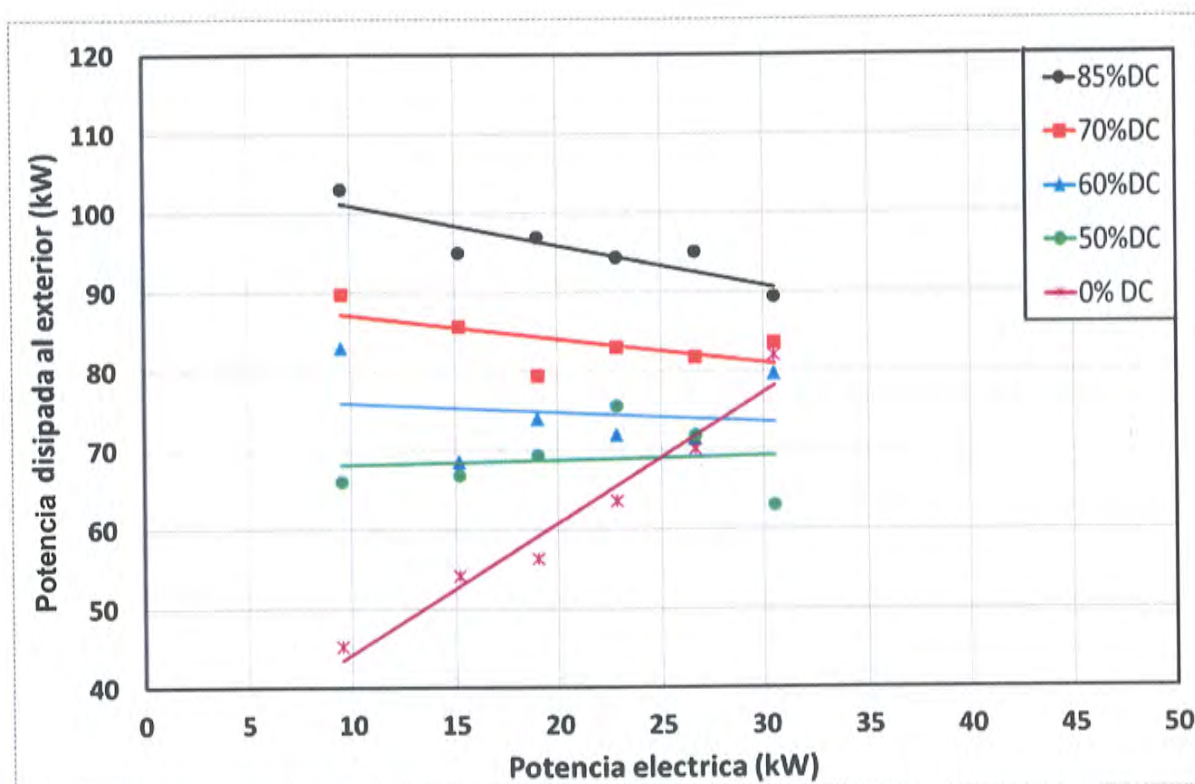


Figura 4.12 - Potencia disipada al exterior versus potencia eléctrica neta para distintos niveles de *Duty Cycle*.



## CONCLUSIONES

1. El trabajo desarrollado evaluó los niveles de rendimiento y emisiones de un motor Diesel para generación eléctrica utilizando sustituciones parciales del combustible diesel por gas natural a condiciones atmosféricas a nivel del mar. Para ello se implementó un banco de pruebas experimentales, el cual tuvo como principales desafíos la implementación del método de inyección de gas natural, y la manera de controlar el nivel de carga del grupo electrógeno. Al final, ambos desafíos fueron superados eficientemente, puesto que no se necesitaron de muchos dispositivos para poder sustituir el consumo de diesel por gas natural en forma parcial, y de manera análoga sucedió con el banco resistivo cuyo diseño fue simple, basado en el concepto de resistividad de la salmuera donde las placas de cobre del banco resistivo fueron sumergidas para conseguir distintos niveles de carga eléctrica.
2. La metodología de las pruebas realizadas consideró 6 niveles de carga, en términos de potencia eléctrica generada, 4 grados de SDGN más el modo de operación Diesel original, y el régimen de giro del motor constante en 1800 RPM, puesto que se trata de un generador de 4 polos cuya frecuencia debía ser 60 Hz. Con ello se obtuvo un grupo de 630 datos a partir de 21 parámetros medidos los cuales fueron registrados en 2 oportunidades permitiendo que al final se trabaje con una cantidad total de 1260 datos para el análisis.
3. Respecto al análisis del rendimiento del motor, se puede concluir que para todos los niveles de carga evaluados, se logró reemplazar por encima de 80 % del consumo de diesel por gas natural como se vio en la Figura 4.1. Así por ejemplo, para 30 kW el consumo de diesel se redujo desde 9,6 kg/h en modo Diesel hasta 1,3 kg/h en modo diesel/gas natural. Esto representó una SDGN igual a 86 % y para ello el consumo de gas natural fue igual a 7 kg/h. De modo general, los máximos niveles de SDGN no

ocasionaron una drástica reducción del rendimiento efectivo eléctrico del grupo electrógeno, sobre todo en cargas elevadas como 27 y 30 kW de acuerdo a la Figura 4.3.

4. El rendimiento efectivo eléctrico tuvo una variación de menos de 1 % es decir, permaneció prácticamente inalterado en cargas altas, 27 y 30 kW, y con altos niveles de SDGN respecto al modo Diesel, por encima del 80 % de SDGN según la Figura 4.4; igualmente el consumo específico de combustible presentó una tendencia casi constante para altos niveles de carga y de SDGN como se vio en la Figura 4.5. La medición de la temperatura de los gases de escape mostró que en altos porcentajes de SDGN, existen tendencias de disminución y otras de aumento de temperatura, según el nivel de carga solicitado, de acuerdo a la Figura 4.8. Estas variaciones de temperatura demuestran una relación coherente con el rendimiento efectivo eléctrico, puesto que para cargas con mayor rendimiento, estas generan menor temperatura en los gases de escape, y viceversa con cargas bajas donde el rendimiento disminuye y generan mayores temperaturas en los gases de escape.
5. Con respecto a las emisiones del motor Diesel, se puede concluir que el nivel de emisiones contaminantes está determinado por las cantidades de emisiones específicas de NO<sub>x</sub>, las cuales en el modo diesel/gas natural son muy susceptibles a los porcentajes de SDGN. En general, para todos los niveles de carga se encontró una reducción de NO<sub>x</sub>; los resultados mostraron que en el modo Diesel las emisiones específicas de NO<sub>x</sub> estuvieron en el rango de 0,016 a 0,02 g/kW.h y en el modo diesel/gas natural, con elevados porcentajes de SDGN, las emisiones quedaron en el rango de 0,003 a 0,008 g/kW.h según la Figura 4.9, por lo tanto, en promedio se encontró una reducción de 75 % de NO<sub>x</sub> para todos los niveles de carga.
6. Por otro lado, a pesar de que las emisiones de HC y CO tienden a incrementarse cuando se aumenta la SDGN, estas no son de gran magnitud, lo cual permite confirmar que el nivel de emisiones contaminantes de un motor Diesel se define por las emisiones de

NOx. Las emisiones específicas de HC en modo Diesel no fueron percibidas para ninguna carga; sin embargo, para altos porcentajes de SDGN el aumento de HC es notable en bajas cargas, desde 0 a 0,2 g/kW.h y desde 0 a 0.1 g/kW.h en 9 y 15 kW respectivamente de acuerdo a la Figura 4.1. Luego, para todos los niveles de carga, las emisiones específicas de CO en modo Diesel van de 0,007 g/kW.h a 0,01 g/kW.h y en el modo diesel/gas natural con SDGN mayor a 85 % las emisiones de CO van de 005 g/kW.h a 0,034 g/kW.h para todos los niveles de carga según la Figura 4.11.

7. Finalmente, los resultados como era de esperar por la información de la literatura, son un indicativo de que la hipótesis, objetivo principal y objetivos secundarios propuestos en este trabajo fueron alcanzados. De esta manera, se concluye que la generación eléctrica a diesel puede funcionar utilizando altos volúmenes de gas natural en remplazo del diesel, 90 % de gas natural y 10 % de diesel, es decir reduciendo el consumo de diesel en alrededor de 90 % y las emisiones de NOx en 75 % en promedio, sin alterar drásticamente el rendimiento original que no varía más de 1 % para cargas entre 25 kW y 30 kW.

## RECOMENDACIONES

1. Los niveles de SDGN ensayados fueron mayores al 50% lo cual ocasionó que se tenga un amplio rango de sustitución que no se evaluó, sería conveniente poder realizar los ensayos en los niveles de SDGN faltantes para poder hacer un mejor análisis de resultados.
2. La alimentación de gas natural debería ser a partir de una fuente constante, con el objetivo de que no se alteren las presiones y temperaturas de admisión del gas natural para cada toma de datos.
3. Se recomienda utilizar el sistema de enfriamiento del motor para circular agua caliente a la válvula de pase del gas natural que permite que la presión del tanque de gas natural se reduzca antes de que ingrese a la cámara de combustión.
4. Para la toma de datos se debería utilizar un sistema de comunicación en tiempo real para mejorar el registro de los parámetros medidos.

## REFERENCIAS

### [1] MINISTERIO DE ENERGÍA Y MINAS

**2012** “Balance Nacional de Energía 2012”. Ministerio de Energía y Minas. Lima 2012. Consulta: 5 de Octubre de 2015.

<[http://www.minem.gob.pe/\\_publicacion.php?idSector=12&idPublicacion=469](http://www.minem.gob.pe/_publicacion.php?idSector=12&idPublicacion=469)>

### [2] LA REPÚBLICA

**2014** “Lima es la ciudad con el aire más contaminado de toda América Latina”. La República. Lima, 8 de Mayo de 2014. Consulta: 5 de Octubre de 2015.

<<http://larepublica.pe/08-05-2014/lima-es-la-ciudad-con-el-aire-mas-contaminado-de-toda-america-latina>>

### [3] ORGANISMO SUPERVISOR DE LA INVERSIÓN EN ENERGÍA Y MINERÍA (OSINERGMIN)

**2009** “GN La Revista del Gas Natural” OSINERGMIN Lima Noviembre de 2009  
Consulta: 7 de Octubre de 2015

<[http://larevistadelgasnatural.osinerg.gob.pe/publicaciones/files/11\\_2.pdf](http://larevistadelgasnatural.osinerg.gob.pe/publicaciones/files/11_2.pdf)>

### [4] KAKAEE A, et al.

**2013** “Research and development of natural-gas fueled engines in Iran”.  
*Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n°26, 805-801.

### [5] MINISTERIO DE ENERÍA Y MINAS

**s/f** *Gas natural: Aspectos generales*. Consulta: 11 de Noviembre de 2015.  
< [http://www.minem.gob.pe/minem/archivos/aspectosgenerales\(2\).pdf](http://www.minem.gob.pe/minem/archivos/aspectosgenerales(2).pdf) >

**[6] MINISTERIO DE ENERGÍA Y MINAS**

s/f *Usos y ventajas del gas natural en el sector residencial comercial.* Consulta: 11 de Noviembre del 2015.

<[http://www.minem.gob.pe/minem/archivos/GAS%20NATURAL%20EN%20EL%20SECTOR%20RESID-COMERCIAL%20\\_JUNIO%2009\\_.pdf](http://www.minem.gob.pe/minem/archivos/GAS%20NATURAL%20EN%20EL%20SECTOR%20RESID-COMERCIAL%20_JUNIO%2009_.pdf)>

**[7] PETROPERÚ**

s/f *“Diesel B5 PETROPERÚ”.* Ministerio de Energía y Minas. Lima 2014  
Consulta: 20 de Noviembre de 2015.

<<http://www.petroperu.com.pe/portalweb/Main.asp?Seccion=62>>

**[8] PETROPERÚ**

s/f *“Diesel B5 PETROPERÚ”.* Ministerio de Energía y Minas. Lima 2014  
Consulta: 25 de Noviembre de 2015.

<<http://www.petroperu.com.pe/portalweb/archivos/DIESELB5-2014.pdf>>

**[9] HEYWOOD, Jhon**

1988 *Internal combustion engine fundamentals,* Quinta edición. New York: McGRAW-HILL INC.

**[10] CASANOVA, Jesús**

s/f *Tema 1 Historia, fundamentos y clasificación.* Asignatura: Motores de combustion Interna. Universidad Politecnica de Madrid ETSII UPM

**[11] FRAILE, Jesús**

2003 *Máquinas Eléctricas,* Quinta edición. España:Editorial McGRAWHILL/INTERAMERICANA DE ESPAÑA S. A. U.

**[12] PAPAGINNAKIS R, et al.**

2002 “Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual diesel engine”. *Applied Thermal Engineering*, n°23, 353-365.

**[13] SAHOO B, et al.**

2008 “Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engines- A critical review”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n°13, 1151-1184.

**[14] VERA V, et al.**

2009 “Redução das Emissões em Geradores”. *Pontificia Universidad Católica Do Rio De Janeiro*, Dissertação de Mestrado. Pp 87-91.

**[15] RAMOS, et al.**

2012 “Energetic and exergetic analyses of a dual-fuel diesel engine”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n°16, 4651-4660.

**[16] WEI L, et al.**

2015 “A review on natural gas/ diesel dual fuel combustion, emissions and performance”. *Fuel Processing Technology*, n°142, 264-278.



**[17] WANG, et al.**

2015 “Impact of pilot diesel ignition mode on combustion and emissions characteristics of a diesel/natural gas dual fuel heavy-duty engine”. *Fuel*, n°167, 248-256.

**[18] LI, et al.**

2015 “Experimental and theoretical analysis of the combustion process at low loads of a diesel natural gas dual –fuel engine”. *Energy*, n°94, 728-741.

**[19] YANG, et al.**

2015 “Effects of pilot injection timing on the combustion noise and particle emissions of a diesel/natural gas dual –fuel engine at low load”. *Applied Thermal Engineering*, n°102, 822-828.

**[20] CUISANO, Julio**

2006 “*Redução das Emissões em Motores Diesel-gás*. Tesis de Maestría. Rio de Janeiro: Pontificia Universidade Católica Do Rio De Janeiro.

**[21] CASTILLO, Edith y Adalberto Maestanza**

2012 “Introducción a la teoría de Incertidumbres”. Material de laboratorio de Física 1 Lima, Pontificia Universidad Católica del Perú.

**[22] ELLIOTT, et al.**

1982 “Water Rheostat for Shipyard Use”. IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRY APPLICATIONS, n°5, 568-572.