



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

---

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**Análisis de adaptación de un  
motor Diésel Mercedes Benz  
OM 447 LA que utiliza Gas de  
Síntesis**

**TESIS**

Que para obtener el título de

**Ingeniero Mecánico**

**P R E S E N T A**

Víctor Sierra Reyes

**DIRECTOR DE TESIS**

Dr. Javier Eduardo Aguillón Martínez



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2017



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

## Agradecimientos

Quiero agradecer infinitamente a mi alma mater, la Facultad de Ingeniería de la UNAM, por haber sido mi segunda casa y brindarme una formación académica excelente. Estoy orgulloso de haber estudiado en esta increíble institución y estaré por siempre agradecido por la educación que se me brindó.

Agradezco especialmente al Dr. Javier Eduardo Aguillón Martínez por toda la paciencia, los buenos consejos y la confianza que depositó en mí desde que lo conozco. Experimentos con biomasa, servicio social y ahora la tesis. Muchísimas gracias Doc.

A mis padres, Cony y Víctor, por haberme brindado su apoyo incondicional durante toda mi vida. Sin ellos no me habría sido posible terminar esta etapa universitaria. Gracias por quererme, por consentirme y por siempre confiar en mí, sin importar que tan locos sean mis planes. Los amo a los dos.

A mi hermano Mauricio, por siempre estar ahí cuando lo necesito. Espero que nos mantengamos siempre unidos, confiemos el uno en el otro y salgamos adelante como hasta ahora.

A mis primos Héctor, Mike y Ato por los buenos ratos que pasamos juntos y por darme siempre diferentes puntos de vista de las cosas. Estoy muy contento de poder vivir con todos ustedes y de haber crecido juntos.

A mis amigos, por todos los momentos que pasamos juntos a lo largo de la carrera: estudiar, estresarnos, reír, llorar, comer, dormir, viajar, festejar. Gracias por haber hecho de esta etapa algo mucho más divertido.

Víctor Sierra Reyes

# Índice General

ÍNDICE DE FIGURAS .....	V
ÍNDICE DE GRÁFICAS .....	V
ÍNDICE DE IMÁGENES.....	VI
ÍNDICE DE TABLAS .....	VII
ABREVIATURAS.....	VII
SIMBOLOGÍA.....	VIII
INTRODUCCIÓN .....	1
JUSTIFICACIÓN .....	2
OBJETIVO.....	2
HIPÓTESIS.....	2
CAPÍTULO 1 .....	3
1. ANTECEDENTES .....	3
1.1. Bosquejo histórico del motor Diésel .....	3
1.2. Motor Mercedes Benz OM 447 LA.....	5
1.3. Bomba BOSCH de inyección lineal PES.....	7
1.4. Regulación de inyección de combustible .....	12
1.5. Conclusión de capítulo .....	18
CAPÍTULO 2 .....	19
2. MARCO TEÓRICO.....	19
2.1. Ley de gas ideal .....	20
2.2. Factor de compresibilidad ( $z_c$ ).....	21
2.3. Combustión .....	24
2.4. Reacciones estequiométricas.....	24
2.5. Ciclo Diésel Ideal .....	25
2.6. Ciclo mixto o de Sabathé.....	28
2.7. Conclusión de capítulo .....	31
CAPÍTULO 3 .....	33
3. METODOLOGÍA DE TRABAJO.....	33
3.1. Modificaciones a la bomba de inyección .....	33
3.2. Inyección del Gas de Síntesis en el motor.....	40

3.3. Análisis del proceso de combustión de diferentes mezclas de Diésel y Gas de Síntesis proveniente de la Biomasa.....	46
3.4. Conclusión de capítulo .....	50
CAPÍTULO 4 .....	51
4. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	51
4.1. Ciclo Diésel .....	51
4.2. Ciclo mixto o de Sabathé.....	61
4.3. Comparación de los ciclos .....	69
4.4. Utilización teórica del Gas de Síntesis.....	71
CAPÍTULO 5 .....	78
5. CONCLUSIONES .....	78
5.1. Conclusiones Generales .....	78
5.2. Recomendaciones .....	80
Referencias.....	81

## ÍNDICE DE FIGURAS

		Página
Figura 1.1	Bomba de inyección con regleta en corte.	8
Figura 1.2	Fases de trabajo del émbolo.	12
Figura 1.3	Rampas en los émbolos.	13
Figura 1.4	Envío nulo o apagado del motor.	13
Figura 1.5	Caudal medio de inyección o entrega parcial.	14
Figura 1.6	Caudal máximo.	14
Figura 1.7	Estructura de la válvula de presión.	15
Figura 1.8	Estructura de un estrangulador de retroceso.	15
Figura 1.9	Bomba Individual en corte.	16
Figura 2.1	Factor de compresibilidad del $N_2$ para valores de $P$ y $T$ .	20
Figura 2.2	Diagrama generalizado del factor de compresibilidad.	21
Figura 2.3	Diagramas P-v y T-s del ciclo Diésel.	23
Figura 2.4	Diagramas P-v y T-s del ciclo de Sabathé.	27
Figura 3.1	Configuración de regulación 1.	37
Figura 3.2	Sistema de admisión con válvula de gas independiente.	38
Figura 3.3	Configuración de regulación 2.	38
Figura 3.4	Configuración de regulación 3.	39
Figura 3.5	Válvula de sincronización de gas solidaria a la válvula de admisión.	39
Figura 3.6	Configuración de regulación 4.	40
Figura 3.7	Admisión de gas por tobera en colector de admisión.	40
Figura 4.1	Comparación del ciclo diésel y el ciclo de Sabathé.	57

## ÍNDICE DE GRÁFICAS

		Página
Gráfica 3.1	Posición final del acelerador (carga máxima). Elaboración propia.	35
Gráfica 3.2	Curva de desempeño del motor: Consumo específico vs RPM.	35
Gráfica 3.3	Consumo específico a 1400 RPM.	43
Gráfica 3.4	Par de torsión a 1400 RPM.	43
Gráfica 3.5	Potencia a 1400 RPM.	43
Gráfica 4.1	Diagrama T-s del ciclo diésel. Elaboración propia.	56
Gráfica 4.2	Diagrama P-v del ciclo diésel. Elaboración propia.	56
Gráfica 4.3	Diagrama T-s del ciclo de Sabathé. Elaboración propia.	64
Gráfica 4.4	Diagrama P-v del ciclo de Sabathé. Elaboración propia.	64
Gráfica 4.5	Comparación de los diagramas T-s del ciclo diésel y el ciclo de Sabathé. Elaboración propia.	65
Gráfica 4.6	Comparación de los diagramas P-v del ciclo diésel y el ciclo de Sabathé. Elaboración propia.	65

## ÍNDICE DE IMÁGENES

		Página
Imagen 1.1	Bomba de inyección lineal.	7
Imagen 1.2	Placa de la bomba de inyección lineal PES del laboratorio de gasificación. Elaboración propia.	9
Imagen 1.3	Placa del regulador de revoluciones del motor del laboratorio de gasificación. Elaboración propia.	10
Imagen 3.1	Bomba diésel PES desarmada. Elaboración propia.	30
Imagen 3.2	Bomba de inyección montada en el banco de pruebas. Elaboración propia.	31
Imagen 3.3	Posición inicial del acelerador (sin carga). Elaboración propia.	32
Imagen 3.4	Posición final del acelerador (carga máxima). Elaboración propia.	32
Imagen 3.5	Prueba de ajuste básico. Elaboración propia.	33

## ÍNDICE DE TABLAS

		Página
Tabla 1.1	Características del motor Mercedes Benz OM 447 LA. Elaboración propia.	5
Tabla 1.2	Características del compresor del motor. Elaboración propia.	6
Tabla 1.3	Características de la Bomba BOSCH PES - Parte 1. Elaboración propia.	9
Tabla 1.4	Características de la Bomba BOSCH PES - Parte 2. Elaboración propia.	9
Tabla 1.5	Características de la Bomba BOSCH PES - Parte 3. Elaboración propia.	9
Tabla 1.6	Características del regulador de revoluciones. Elaboración propia.	10
Tabla 3.1	Ajuste básico - hoja de pruebas. Bosch <sup>®</sup> .	33
Tabla 3.2	Resultados (en mililitros) de las pruebas realizadas a la bomba de inyección. Elaboración propia.	34
Tabla 4.1	Algunos datos necesarios para resolver el ciclo Diésel. Elaboración propia.	48
Tabla 4.2	Datos de la fase 1 del ciclo diésel. Elaboración propia.	49
Tabla 4.3	Resultados del ciclo diésel experimental. Elaboración propia	53
Tabla 4.4	Relación de combustión a diferentes RPM. Elaboración propia.	54
Tabla 4.5	Comparación de resultados experimentales y teóricos del ciclo diésel. Elaboración propia.	55
Tabla 4.6	Datos de la fase 1 del ciclo de Sabathé. Elaboración propia.	58
Tabla 4.7	Resultados del ciclo de Sabathé. Elaboración propia.	63
Tabla 4.8	Algunas propiedades del Gas de Síntesis. Elaboración propia.	68
Tabla 4.9	Potencia entregada por el motor inyectando diferentes cantidades de diésel y gas de síntesis. Elaboración propia.	72

## ABREVIATURAS

ADO	Autobuses de Oriente, S.A. de C.V.
PES	Bomba de inyección con árbol de levas propio, con fijación de brida frontal
CATT 3	Computer-Aided Thermodynamic Tables 3
Syngas	Gas de síntesis
GNC	Gas natural comprimido
GNL	Gas natural licuado
MAN	Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg
OM 447	Motor Diésel, por sus siglas en alemán OelMotor, especificaciones del motor



## SIMBOLOGÍA

$b_e$	Consumo específico de combustible del motor	[g/kW h]
$c_p @ 293 K$	Coeficiente de calor específico a presión constante a 293 K	[J/kg K]
$c_v @ 293 K$	Coeficiente de calor específico a volumen constante a 293 K	[J/kg K]
$c_p$	Coeficiente de calor específico a presión constante	[J/kg K]
$c_v$	Coeficiente de calor específico a volumen constante	[J/kg K]
$dv$	Diferencial de volumen	
$h$	Entalpía	[J]
$k$	Relación de calores específicos	$k = \frac{c_p}{c_v}$
$k_{@293 K}$	Relación de calores específicos a 293 K	$k = \frac{c_p}{c_v}$
$\dot{m}$	Flujo másico	[kg/min]
$m_{diesel\ experimental}$	Masa de diésel experimental	[kg]
$m_{aire}$	Masa de aire	[kg]
$m_e$	Masa del combustible	[mg/ciclo]
$n_{avogadro}$	Número de Avogadro	$6.02214179 \times 10^{23}$ [mol <sup>-1</sup> ]
$N_{cilindros}$	Número de cilindros del motor	
$P$	Presión	Pascales [Pa]
$P_{PC}$	Presión en el punto crítico	Pascales [Pa]
$P_r$	Presión real	Pascales [Pa]
$PCD$	Poder calorífico del diésel	[kJ/kg]
$pmt$	Presión media teórica	Pascales [Pa]
$Q$	Cantidad de calor aportado al sistema	[J]
$Q_{rech\ diesel}$	Calor rechazado en el ciclo diésel	[kW]
$Q_{rech\ sabathé}$	Calor rechazado en el ciclo de Sabathé	[kW]
$Q_{sum\ PC}$	Cantidad de calor aportado al sistema a presión constante	[J]
$Q_{sum\ vc}$	Cantidad de calor aportado al sistema a volumen constante	[J]
$Q_{teórico\ suministrado}$	Calor teórico suministrado	[kW]
$Q_{sum}$	Calor suministrado en el ciclo	[kJ/ciclo]
$r$	Relación de compresión	$r = \frac{v_1}{v_2}$
$R_a$	Constante del aire	[kJ/kg K]
$r_c$	Relación de combustión	$r = \frac{v_3}{v_2}$
$R_{gs}$	Constante del gas de síntesis	[kJ/kg K]
$R_{mezcla}$	Constante particular de la mezcla de aire y gas de síntesis	[kJ/kg K]

$R_u$	Constante universal de los gases	8.31447 [J/(K mol)]
RPM	Revoluciones por minuto	[1/min]
$T$	Temperatura	Kelvin [K]
$T_{PC}$	Temperatura en el punto crítico	Kelvin [K]
$T_r$	Temperatura real	Kelvin [K]
$u$	Energía interna del sistema	[J]
$v$	Volumen molar real del gas	Metros cúbicos [m <sup>3</sup> ]
$V$	Volumen total	Metros cúbicos [m <sup>3</sup> ]
$V_{aire}$	Volumen del aire	Metros cúbicos [m <sup>3</sup> ]
$V_{ciclo}$	Volumen por ciclo	[mm <sup>3</sup> /ciclo]
$V_{cilindro}$	Volumen del cilindro	Metros cúbicos [m <sup>3</sup> ]
$v_i$	Volumen molar del gas ideal	Metros cúbicos [m <sup>3</sup> ]
$V_{inyectado}$	Volumen inyectado	[mm <sup>3</sup> /ciclo]
$V_{inyector}$	Volumen del inyector	Metros cúbicos [m <sup>3</sup> ]
$v_{PC}$	Volumen en el punto crítico	Metros cúbicos [m <sup>3</sup> ]
$V_{PMI}$	Volumen en el punto muerto inferior	Metros cúbicos [m <sup>3</sup> ]
$V_{PMS}$	Volumen en el punto muerto superior	Metros cúbicos [m <sup>3</sup> ]
$v_r$	Volumen real	Metros cúbicos [m <sup>3</sup> ]
$W_m$	Potencia del motor	[kW]
$W$	Trabajo realizado por el sistema	[J]
$W_{curvas\ de\ desempeño}$	Potencia en las curvas de desempeño	[kW]
$W_{diesel}$	Trabajo realizado en el ciclo diésel	[kW]
$z_c$	Factor de compresibilidad	
$z_{PC}$	Factor de compresibilidad en el punto crítico	cte=3/11
<b>Letras Griegas</b>		
$\alpha_e$	Grado de aportación de calor a volumen constante (grado de explosión)	$\alpha_e = \frac{P_2'}{P_2}$
$\beta_e$	Grado de aportación de calor a presión constante (grado de combustión)	$\beta_e = \frac{v_3}{v_2'}$
$\beta_s$	Grado de sustracción de calor a presión constante (grado de contracción)	$\beta_s = \frac{v_1}{v_1'}$
$\eta_{Diesel}$	Eficiencia diésel	%
$\eta_{motor}$	Eficiencia del motor	%
$\eta_{Sabathé}$	Eficiencia Sabathé	%
$\rho_{Diesel}$	Densidad del combustible	[g/cm <sup>3</sup> ]
$\rho_{VE}$	Densidad volumétrica energética	

## INTRODUCCIÓN

En este proyecto se estudiará el funcionamiento del sistema de inyección de combustible de un motor Diésel, así como los componentes que lo conforman, con el propósito de realizar modificaciones a la cantidad inyectada de diésel en el motor a cierto número de revoluciones.

Estas modificaciones se realizarán para poder combinar Diésel con Gas de Síntesis (obtenido de residuos sólidos biomásicos, tales como pasto, hojas, corteza, ramas pequeñas, etc.) en la cámara de combustión de un motor Mercedes Benz OM 447 LA con el objetivo de generar energía eléctrica disminuyendo los gases contaminantes generados al utilizar únicamente una porción limitada de diésel.

El Gas de Síntesis se obtiene después de gasificar los residuos orgánicos (corteza de árbol, pasto, hojas, ramas, etc.). Este Gas de Síntesis contiene generalmente metano, dióxido de carbono, monóxido de carbono, nitrógeno e hidrógeno en diferentes proporciones, dependiendo del tipo de residuos orgánicos que se tengan.

Para generar energía mediante este gas de síntesis es necesario “quemarlo”, para poder ser quemado, es necesario mezclarlo con un combustible (Diésel en este caso) e introducirlo en un motor de combustión interna.

Para la realización de esta tesis se estudió todo lo relacionado con los motores Diésel y los diferentes sistemas de inyección que se encargan de distribuir el combustible en la cantidad y la presión exacta que necesita el motor para funcionar de manera óptima. Se estudió la bomba de inyección, que distribuye el combustible al motor que se tienen en el laboratorio, así como los parámetros que se necesitan modificar para regular la cantidad de combustible que entrega.

Por otro lado, se estudió la reacción de combustión estequiométrica de la mezcla Diésel + Gas de Síntesis + Aire para obtener las proporciones másicas necesarias a inyectar, así como los métodos de mezclado que preceden a la inyección en el cilindro. Se estudiaron, así mismo, las curvas características del motor Mercedes Benz OM 447 LA.

## **JUSTIFICACIÓN**

La producción de energía a partir de fuentes no contaminantes se ha vuelto muy importante en los últimos años. La contaminación que producen los combustibles fósiles al ser quemados para producir de energía eléctrica ha contaminado el planeta de tal manera que el cambio climático no es solamente algo de lo que se habla en clases o como un posible problema en los próximos años: es un problema real. Es por eso que el uso de energías renovables es muy importante hoy en día.

El Instituto de Ingeniería de la UNAM tiene un proyecto de energías renovables en marcha: el gasificador de residuos orgánicos a cargo del Dr. Javier Eduardo Aguillón Martínez.

Entre otros fines, este proyecto busca generar energía eléctrica para alumbrar algunas calles de Ciudad Universitaria usando gas de síntesis obtenido de residuos orgánicos provenientes del mismo campus.

Esta tesis se enfocará en regular la cantidad de diésel que se suministra al motor por medio de la bomba de inyección. Para esto será necesario estudiar el funcionamiento de la bomba de inyección, así como los parámetros que modifican el comportamiento de la misma. Se realizarán las modificaciones necesarias para que la bomba inyecte una cantidad de diésel específica para este proyecto.

## **OBJETIVO**

Estudiar relación Diésel - Gas de Síntesis proveniente de residuos biomásicos que la bomba de inyección Bosch PES puede suministrar en un motor Mercedes Benz OM 447 LA para la generación de energía eléctrica.

## **HIPÓTESIS**

Si se modifican los parámetros que regulan la cantidad de combustible a inyectar en un motor Diésel, será posible inyectar una cantidad específica de Diésel y mezclarla con Gas de Síntesis y aire para lograr una combustión con el fin de obtener energía eléctrica.

# CAPÍTULO 1

## 1. ANTECEDENTES

En este capítulo se explica el funcionamiento del motor Diésel, la bomba de inyección lineal y la regulación de inyección de combustible en los cilindros.

### 1.1. Bosquejo histórico del motor Diésel

A continuación se presenta una breve historia del motor Diésel y de cómo es que funciona, tomada del trabajo de Castillejo (2014):

“El motor de encendido por compresión nace el 27 de febrero de 1892 cuando el ingeniero alemán Rudolf Diésel, a quien debe su nombre este motor, presenta en Berlín su patente.

Diésel llevaba años trabajando en su proyecto de un motor más eficiente que el utilizado hasta la época, la máquina de vapor, cuyo rendimiento energético era aproximadamente del 10%. Su idea era crear un motor basado en el ciclo isotérmico que, de acuerdo a la teoría del físico francés Sadi Carnot, podría operar con una eficiencia en torno al 90%.

Así, Diésel desarrolló su motor inicialmente en papel, basado en el modelo de Carnot. Este nuevo motor sería comparativamente más pequeño y potente. Diésel estaba convencido de la potencia y funcionalidad de su motor.

El 23 de febrero de 1893, Diésel recibe el documento oficial de su patente “Nuevo motor térmico racional”. Unos meses más tarde alcanza un convenio con el fabricante de motores MAN (Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg). Su proyecto requería alcanzar una presión máxima de compresión de 250 bar, pero por razones mecánicas tuvo que reducirse a 30 bar, lo que naturalmente tendría un efecto perjudicial en la combustión. Su primera idea era utilizar carbón pulverizado como combustible. Ese mismo año comienzan la construcción del motor, finalmente utilizando como combustible el queroseno.

En 1897, con su tercer modelo ensayado, consiguieron demostrar la alta eficiencia de este motor, un 26.2%. En este modelo el combustible se introducía en el cilindro mezclado con aire mediante un compresor.

A finales del siglo XIX, el motor de Diésel ya se utilizaba en la industria y en algunas locomotoras. En 1903 se construyó el primer barco movido por un motor Diésel. Sin embargo, este motor aún no se podía utilizar en vehículos por ser demasiado grande, pesado y ruidoso, debido principalmente a la compleja instalación que requería el sistema utilizado para inyectar el combustible.

En 1922, el técnico alemán Robert Bosch decidió desarrollar su propio sistema de inyección para motores Diésel. En 1925 consiguió culminar su proyecto con la bomba de inyección en línea y en 1927 comenzó la fabricación en serie de ésta.

La bomba inyectora diseñada por Bosch permitió el uso por primera vez del motor Diésel en vehículos. El primero fue un camión fabricado por MAN. Este llevaba un sistema de inyección directa al cilindro, lo que provocaba que el motor tuviera una mala combustión con excesivas vibraciones y ruidos.

No fue hasta 1936 cuando se fabricó por primera vez un coche propulsado por un motor Diésel, el Mercedes-Benz 260D. Conseguía dar una potencia de 33 kW (45 CV) con un consumo de 9.5 l/100 km. Este motor tenía como novedad la inyección en una cámara de pre combustión. Con esto se consiguió mejorar la combustión y reducir el ruido del motor, haciendo factible su uso en la automoción.

La bomba de inyección en línea fue el sistema de inyección utilizado en los motores Diésel durante muchos años. A medida que se desarrollaba el campo de la automoción se hacía cada vez más preciso desarrollar un sistema de inyección más avanzado, pues la bomba en línea no conseguía dar al motor la aceleración y respuesta suficientes para poder competir contra los motores de gasolina de la época. Así en 1962 Bosch creó un nuevo prototipo de bomba inyectora que conseguía satisfacer estos requisitos: la bomba rotativa.

El desarrollo de las bombas rotativas, debido principalmente a la incorporación de la electrónica y el aumento de la presión de inyección, hizo que los automóviles con motor Diésel fueran ganando cada vez más peso en el mercado.

El desarrollo de los sistemas de inyección ya no solo estaba impulsado por mejorar el rendimiento del motor. También debía hacer frente a las restricciones sobre emisiones contaminantes, cada vez más exigentes.

En la actualidad existen sistemas que son capaces de controlar la inyección de forma totalmente electrónica, con presiones de inyección muy elevadas. Solo así se consigue cumplir la legislación vigente sobre emisiones.

Con el desarrollo de los sistemas de inyección y la incorporación del uso del turbocompresor, los automóviles con motor Diésel han conseguido prácticamente igualar en prestaciones a los de gasolina. Por esto y su mayor eficiencia, el diésel está cada vez más extendido y en los últimos años ha llegado a superar en ventas a los automóviles con motor de gasolina.

## **El motor Diésel**

El motor Diésel es un motor de combustión interna alternativo de encendido por compresión. La combustión de la mezcla se inicia por el autoencendido del

combustible que tras ser inyectado en la cámara de combustión al final de la fase de compresión se ha evaporado y mezclado con el aire.

Los motores Diésel son los motores de combustión interna alternativos más eficientes, pudiendo sobrepasar un rendimiento del 50% en el caso de los grandes motores lentos.

El menor consumo de combustible tiene como resultado un menor nivel de contaminación, esto destaca la importancia del motor Diésel.

Pueden ser diseñados para trabajar con un ciclo de 2 o de 4 tiempos dependiendo de su aplicación. En la automoción casi siempre se usa el de 4 tiempos; las principales aplicaciones del de 2 tiempos son en el campo naval y el ferroviario, y en los motores estacionarios para la generación de energía eléctrica. El mayor motor de combustión interna alternativo existente es un motor Diésel de 2 tiempos sobrealimentado de 14 cilindros con una potencia que supera los 80 MW y un rendimiento superior al 50% (Wärtsilä RT-flex 96C).”

## **1.2. Motor Mercedes Benz OM 447 LA**

En el laboratorio de gasificación del Instituto de Ingeniería de la UNAM se cuenta con un motor Mercedes Benz OM 447 LA, que fue donado por la compañía Autobuses de Oriente, S.A. de C.V., comúnmente conocida como ADO.

Sus siglas significan lo siguiente:

OM → Motor diésel, por sus siglas en alemán (**O**elmotor).

447 → Especificaciones del motor.

LA → Significa que es un motor con un turbocompresor y con un Intercooler (radiador aire-aire o agua-aire). Proviene del alemán: **L**adeluftkühlung **A**ufgeladen.

<b>Motor Mercedes Benz OM 447 LA</b>
--------------------------------------

Las características principales de este motor son las siguientes:

<b>Parámetro</b>	<b>Característica</b>
Cantidad de cilindros	6
Ciclos de funcionamiento	4 tiempos
Diámetro de los cilindros	128 mm
Carrera de los émbolos	155 mm
Cilindrada total	11 967 cm <sup>3</sup>
Relación de compresión	17.25 : 1
Par motor máximo	204 kg <sub>r</sub> m @ 1450/min
Consumo específico	141 g/cvh @ 1500/min
Potencia máxima	265 kW (360 cv) @ 2300/min
Sistema de inyección	Directa
Aspiración	Turbocompresor + Intercooler
Freno de motor	Top Brake

Tabla 1.1 – Características del motor Mercedes Benz OM 447 LA. Elaboración propia.



Las especificaciones del compresor de este motor se resumen en la tabla 1.2:

<b>Compresor del motor</b>	
Modelo	Knorr o Wabco
Diámetro del cilindro	90 mm
Carrera del émbolo	46 mm
Cilindrada	263 cm <sup>3</sup>
Velocidad Angular	2646 RPM
Número de cilindros	1
Accionamiento	Por engranes
Flujo	370 l/min a 8 bares de compresión

Tabla 1.2 – Características del compresor del motor. Elaboración propia.

### 1.3. Bomba BOSCH de inyección lineal PES

El sistema de inyección se encarga de proporcionar la cantidad adecuada de combustible a alta presión dentro de la cámara de combustión en el momento adecuado.

Los principales componentes son la bomba de inyección, encargada de dar al combustible la presión adecuada, y los inyectores; ambos están unidos por una línea de alta presión (excepto en los sistemas con bombas de inyección individuales). En todos los casos la tobera de cada inyector sobresale dentro de la cámara de combustión de cada cilindro.

En la mayoría de los sistemas, la tobera o boquilla del inyector deja pasar el combustible cuando se alcanza una determinada presión de apertura, y se cierra cuando la presión cae por debajo de este valor.

Existen varios tipos de inyección para los motores Diésel:

- Sistemas con bomba de inyección en línea
- Sistemas con bombas de inyección rotativas
- Sistemas con bombas de inyección individuales
- Sistemas de inyección Common-Rail

La bomba con la que se trabajará es una bomba de inyección lineal con una regleta de control. El funcionamiento general de las bombas en línea, según Callejo (2014), es el siguiente:

## **Sistemas con bombas de inyección en línea**

El elemento principal de bombeo de este tipo de bombas se compone de un cilindro y un émbolo. Éste se encarga de comprimir el combustible para que sea inyectado a una determinada presión.

La bomba tiene tantos elementos de bombeo como cilindros el motor. El movimiento de sube y baja de cada émbolo lo provoca un árbol de levas, accionado por el motor, y un muelle que provoca el descenso.

Los elementos de bombeo están dispuestos en línea dentro de la bomba. Su carrera no puede variar, por lo que necesitan un sistema que varíe la cantidad de combustible bombeado.

Para ello el émbolo tiene una serie de ranuras inclinadas y mediante un mecanismo que lo hace girar, permite la variación de la carrera útil en función de la carga y el número de revoluciones del motor.

Las bombas de inyección en línea se utilizan en motores con potencias que van desde 10 hasta 200 kW/cilindro. Para su lubricación el variador de avance cerrado va provisto de una carga de aceite suficiente para engrasarlo durante toda su vida útil. El variador de avance abierto se lubrica directamente por conexión al circuito del aceite lubricante del motor.



Imagen 1.1. Bomba de inyección lineal (López, 2013).

## Bomba con regleta de control

Tiene un elemento móvil (regleta) que se desliza sobre el émbolo de la bomba mediante un eje actuador convencional, con lo que puede modificarse la carrera, y con ello también el comienzo de la inyección.

Tienen un solo elemento de bombeo de alta presión, y con este se alimentan todos los inyectores (Castillejo Calle, 2014).

La bomba de inyección es un dispositivo sumamente complejo que se encarga de comprimir el combustible. Una vez comprimido, el combustible pasa a los inyectores y de ahí a los cilindros del motor.

Para garantizar que la inyección se realice en el momento correcto, la bomba de inyección cuenta con un árbol de levas que está sincronizado con el motor mediante un mecanismo reductor de 2 a 1. Esto significa que la bomba trabajará a la mitad de las revoluciones a las que trabaje el motor.

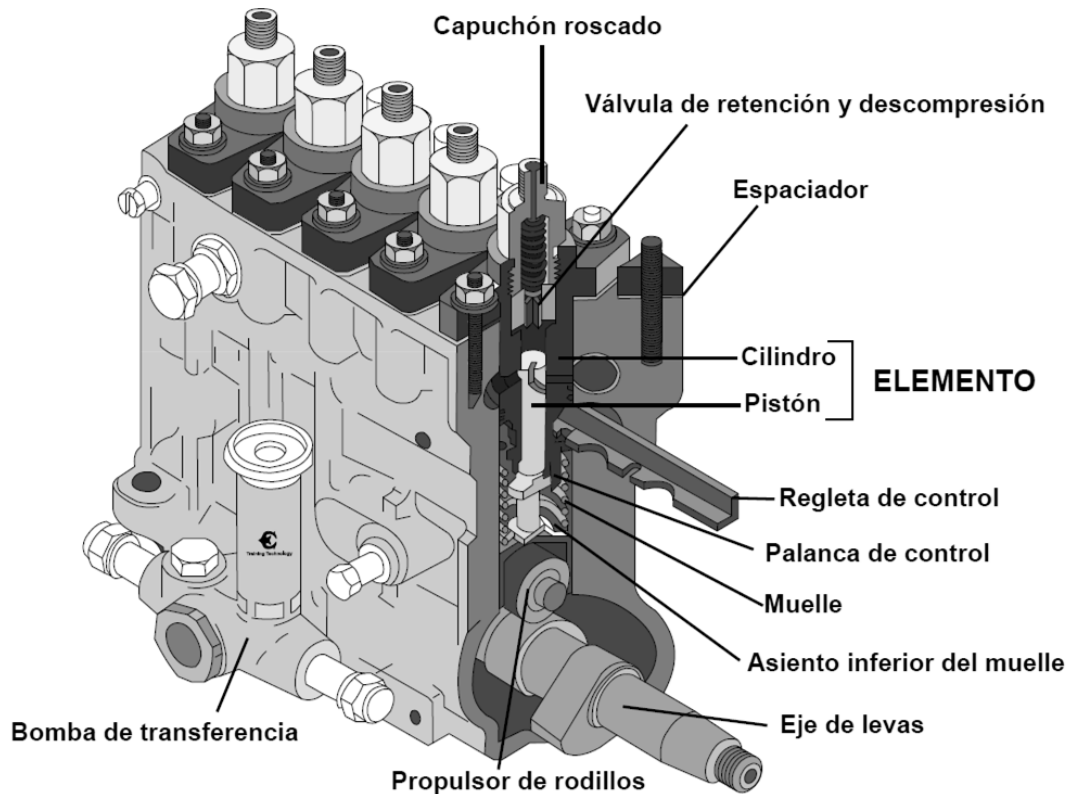


Figura 1.1. Bomba de Inyección con regleta en corte (López, 2013).

Las características de la bomba que se tiene en el laboratorio se describirán a continuación:



Imagen 1.2. Placa de la bomba de inyección lineal PES del laboratorio de gasificación. Elaboración propia.

**9 40 0 087 464**

<b>9</b>	Producto incompleto
<b>40</b>	Conjuntos de bombas de inyección (bomba + regulador + bomba de alimentación + Variador de avance)
<b>0 087 464</b>	Otras características o número de orden

Tabla 1.3 – Características de la Bomba BOSCH PES - Parte 1. Elaboración propia.

**PES 6 P 120 A 720 LS 7257**

<b>PES</b>	Bomba de inyección con árbol de levas propio, con fijación de brida frontal
<b>6</b>	6 cilindros
<b>120</b>	120/10 = 12 mm diámetro del émbolo
<b>A</b>	Tamaño de la bomba: 8 mm de carrera del émbolo
<b>720</b>	Código de montaje. Indica la posición de montaje del árbol de levas, y con ello el orden de inyección. También informa sobre si hay, y en qué posición van montados el regulador, el variador de avance y la bomba de alimentación.
<b>L</b>	Sentido de giro mirando desde el lado accionamiento de la bomba L= izquierda
<b>S</b>	Denominación de la especificación
<b>P 7257</b>	Presión de inyección (lado de bomba) = 1300 bar Camiones pesados, motores industriales Potencia = 160 kW/cilindro (potencia de diseño)

Tabla 1.4 – Características de la Bomba BOSCH PES - Parte 2. Elaboración propia.

**022 074 62 02**

<b>022</b>	Lugar de Fabricación: Brasil
<b>074 62 02</b>	Número correlativo

Tabla 1.5 – Características de la Bomba BOSCH PES - Parte 3. Elaboración propia.

Asimismo, la bomba tiene un dispositivo comúnmente conocido como “gobernador”.

El gobernador que se encuentra adosado a la bomba es un regulador mecánico de todas las revoluciones. Esto significa que, además de los números de revoluciones de ralentí y final, se regulan también los números de revoluciones situados entre dichos valores, independientemente de la carga del motor (Reverte, 2001).

El gobernador regula la dosificación de combustible a inyectar en los cilindros del motor y sirve para evitar que el motor exceda las revoluciones máximas permitidas y que se mantenga encendido (EcuRed).



Imagen 1.3. Placa del regulador de revoluciones del motor del laboratorio de gasificación. Elaboración propia.

## RQV 300 ... 1050 PA 1029

<b>RQV</b>	Regulador centrífugo de todas las revoluciones
<b>300</b>	Revoluciones de ralentí
<b>1050</b>	Revoluciones de plena carga
<b>PA</b>	Bomba adosada
<b>1029</b>	Especificación
Ind. Brasileira	

Tabla 1.6 – Características del regulador de revoluciones. Elaboración propia.

## 1.4. Regulación de inyección de combustible

En general, la señal básica que regula la cantidad de Diésel a inyectar es calculada en función de 3 parámetros.

### I. Régimen del motor:

Es un parámetro básico para el cálculo de:

- Caudal de inyección.
- Regulación del comienzo de inyección.
- Recirculación de gases de escape.
- Precalentamiento.
- Señal para el cuadro de instrumentos.

### II. Posición del acelerador:

La señal de posición del pedal del acelerador es una señal básica para el cálculo del caudal de inyección y de regulación del comienzo de inyección. Esta señal igualmente es empleada para la limitación de la presión de sobrealimentación y la recirculación de los gases de escape.

Esta señal básica, puede sufrir correcciones, en función de otros parámetros, como:

#### Masa de aire:

La señal transmitida por este sensor, es utilizada por la unidad de control para:

- Calcular el porcentaje de recirculación de gases de escape (Reducir el índice de NO<sub>x</sub>).
- Regulación del caudal máximo a inyectar.

El medidor esta intercalado en el tubo que une el filtro de aire con el turbocompresor.

#### Temperatura de combustible:

Este sensor registra e informa a la unidad de mando de la temperatura del combustible en la bomba inyectora, la unidad en función de este valor corrige el caudal inyectado, ya que en función de la temperatura varía la densidad del combustible y por lo tanto la masa del Diésel inyectado.

### III. Transmisor de posición de la regleta de control:

Recibe el movimiento directamente del eje del dosificador que acciona la corredera de regulación.

Su misión es informar a la unidad de mando la posición real de la corredera de regulación del caudal inyectado, para compararla con la calculada por la unidad de mando y poder realizar las modificaciones oportunas (Santos, 2009).



La inyección del combustible en los cilindros consta de 6 fases de trabajo:

### 1) Punto Muerto Inferior

El combustible fluye desde la cámara de alimentación de la bomba a la cámara de alta presión del elemento. En este momento, el émbolo está en PMI y la lumbrera totalmente abierta.

### 2) Carrera Previa

El émbolo se desplaza desde PMI hasta que se cierra la lumbrera por medio del canto superior del elemento. Este recorrido es el que se mide en la prueba de comienzo de alimentación.

### 3) Carrera de Descarga

Este desplazamiento aumenta la presión en la tubería de inyección hasta la presión de apertura del inyector. En este momento es exactamente cuando comienza a entrar combustible en la cámara del cilindro.

### 4) Carrera Útil

Movimiento desde la apertura del inyector hasta que coincide el canto de mando del elemento con la lumbrera de entrada. Esto supone el final de la inyección.

### 5) Carrera Residual

Recorrido del émbolo de la bomba desde la apertura de la lumbrera (final de inyección) hasta el PMS del elemento.

### 6) Punto Muerto Superior

Aquí se invierte el movimiento del émbolo de la bomba. El valor de A (Figura 1.2) es la carrera del émbolo.

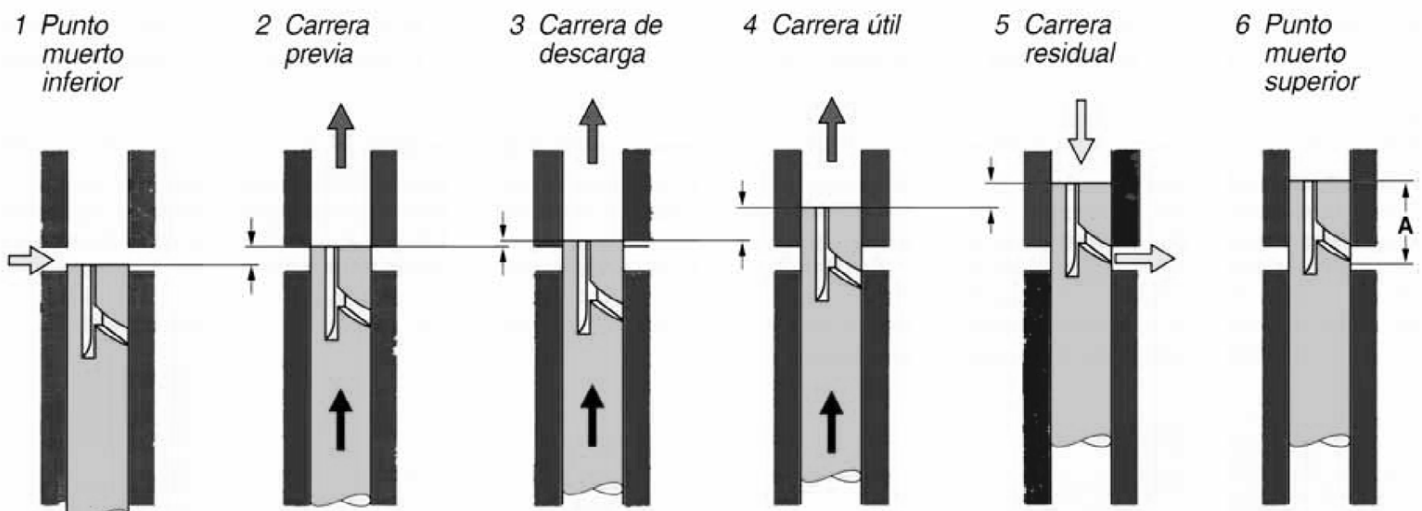


Figura 1.2. Fases de trabajo del émbolo (Coslada, 2015)



## Regulación del caudal de inyección

Para regular la cantidad de combustible a inyectar en el cilindro, el émbolo de la bomba cuenta con una rampa sesgada inferior y en algunos casos con una rampa sesgada superior. La rampa sesgada inferior controla el volumen de caudal inyectado al variar su correspondencia con la lumbrera de admisión, mientras que la rampa sesgada superior controla el comienzo de la inyección en función de la carga. Las ranuras se pueden apreciar en la Figura 1.3.

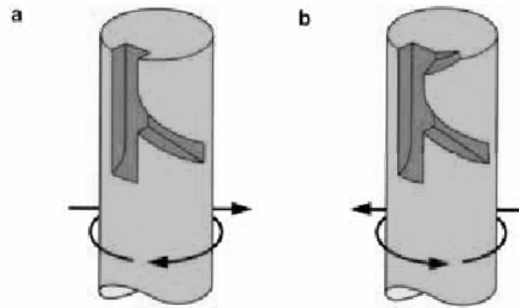


Figura 1.3. Rampas en los émbolos.

a) Rampa sesgada inferior. b) Rampa sesgada superior e inferior (Coslada, 2015).

Desde que el canto superior cierra la lumbrera de entrada hasta que el canto de mando o rampa sesgada vuelve a descubrirla es lo que se llama carrera útil. Esta carrera útil se puede modificar por medio de la varilla de regulación que imprime un movimiento circular en el émbolo.

Los valores medios de recorrido de la cremallera se encuentran entre 4 y 14mm, siendo el recorrido máximo 21mm (Coslada, 2015).

La alimentación de combustible puede ser nula, parcial o total, dependiendo de la posición de la varilla de regulación. La posición de la varilla de regulación está dada por la posición del acelerador en el motor. A continuación se describen los tipos de alimentación.

### Alimentación nula:

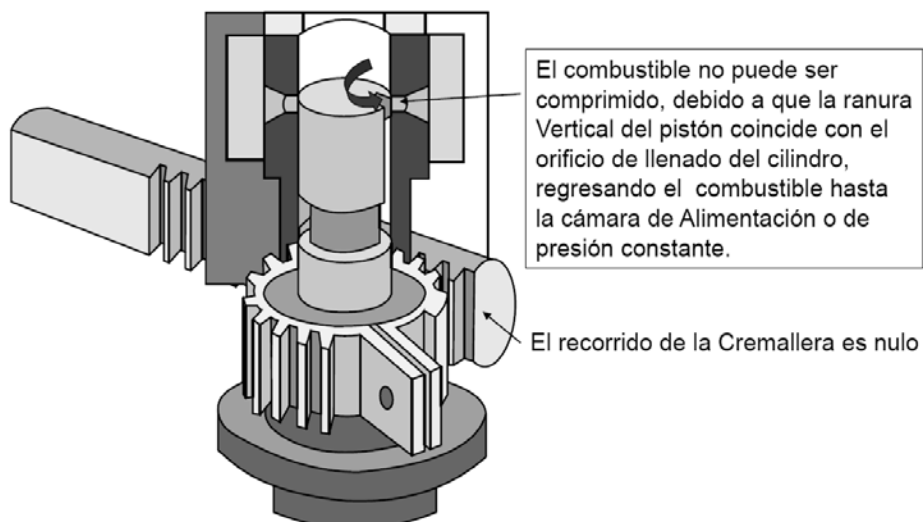


Figura 1.4. Envío nulo o apagado del motor (López, 2013)

### Alimentación parcial:

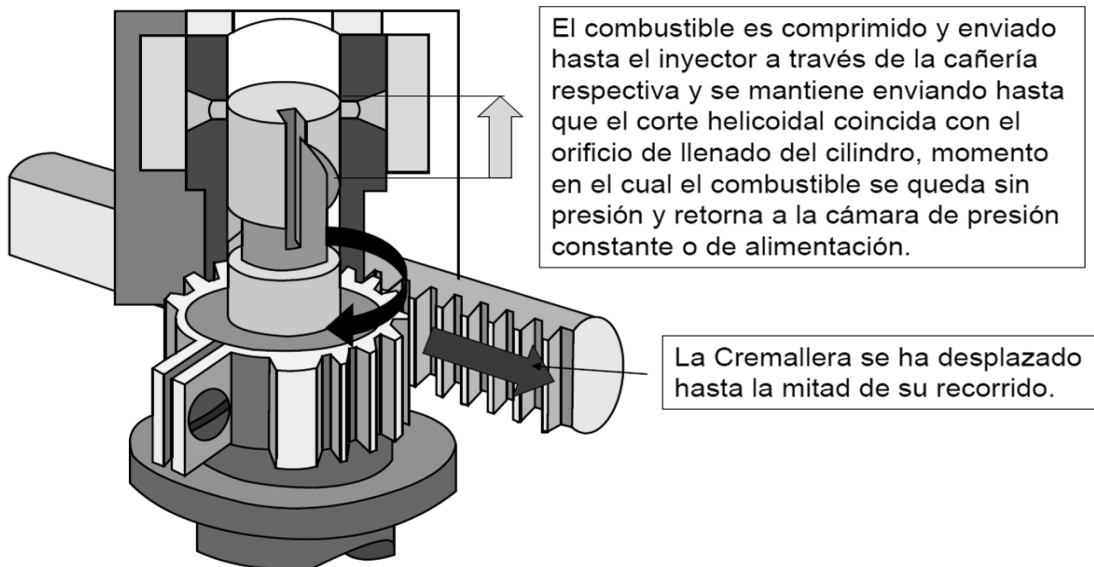


Figura 1.5. Caudal medio de inyección o entrega parcial (López, 2013)

### Alimentación total:

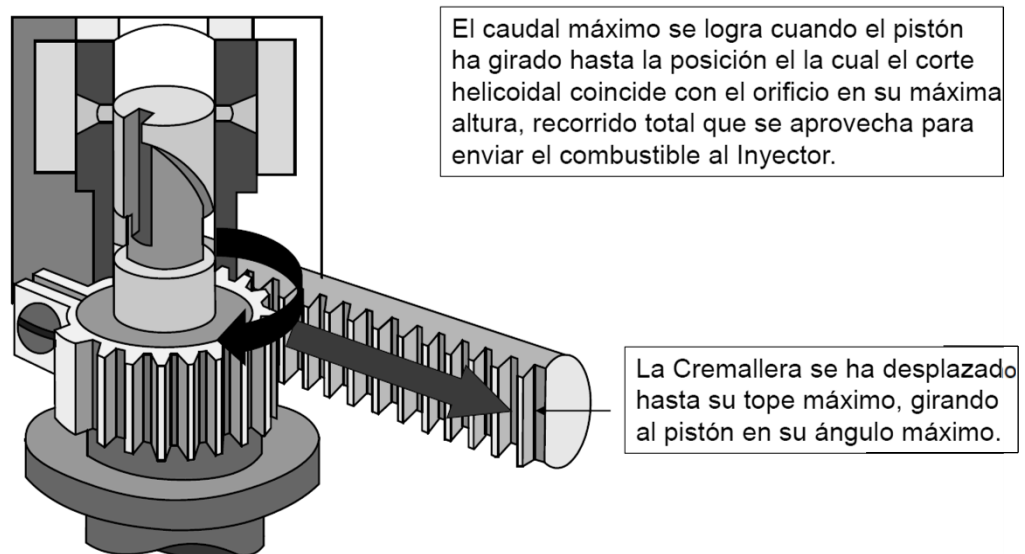


Figura 1.6. Caudal máximo (López, 2013)

El combustible es inyectado en los cilindros a muy altas presiones, por lo que es necesario contar con válvulas de presión en cada inyector. La válvula de presión permite un cierre rápido y exacto del inyector y mantiene una presión residual en el tubo que deja preparado el sistema para la próxima inyección. Se muestra un diagrama de la válvula de presión en la Figura 1.7.

La válvula de presión es una evolución constructiva especialmente adaptada para bombas con grandes presiones de inyección. También tiene la ventaja de disminuir la dispersión entre cilindros, ya que la presión residual en los tubos de alta presión queda ajustada de forma homogénea (Coslada, 2015).

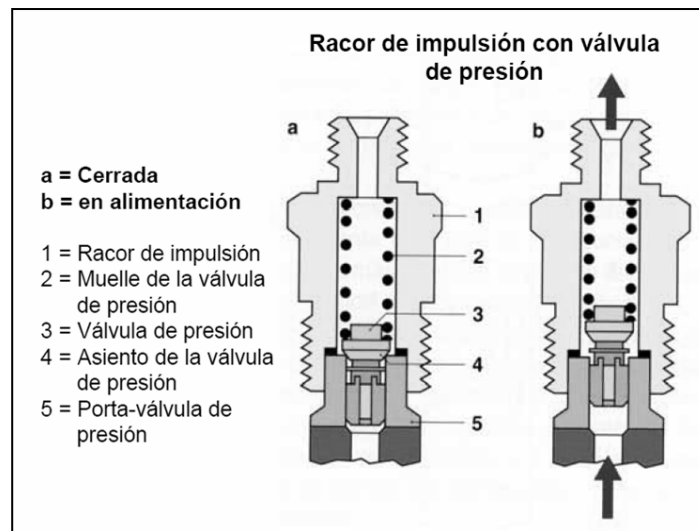


Figura 1.7. Estructura de la válvula de presión (Coslada, 2015)

El estrangulador de retroceso se monta de forma que se encuentre entre la válvula de presión y el inyector. Con él se reducen en los sistemas de alta presión fenómenos de desgaste producidos por el flujo de los líquidos con los cambios bruscos de presión (cavitación).

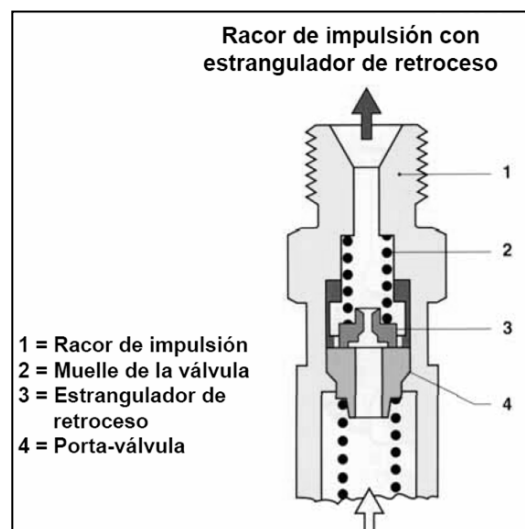


Figura 1.8. Estructura de un estrangulador de retroceso (Coslada, 2015)

Para facilitar la comprensión de cómo es que está construida la bomba se muestra un diagrama de una bomba individual en corte.

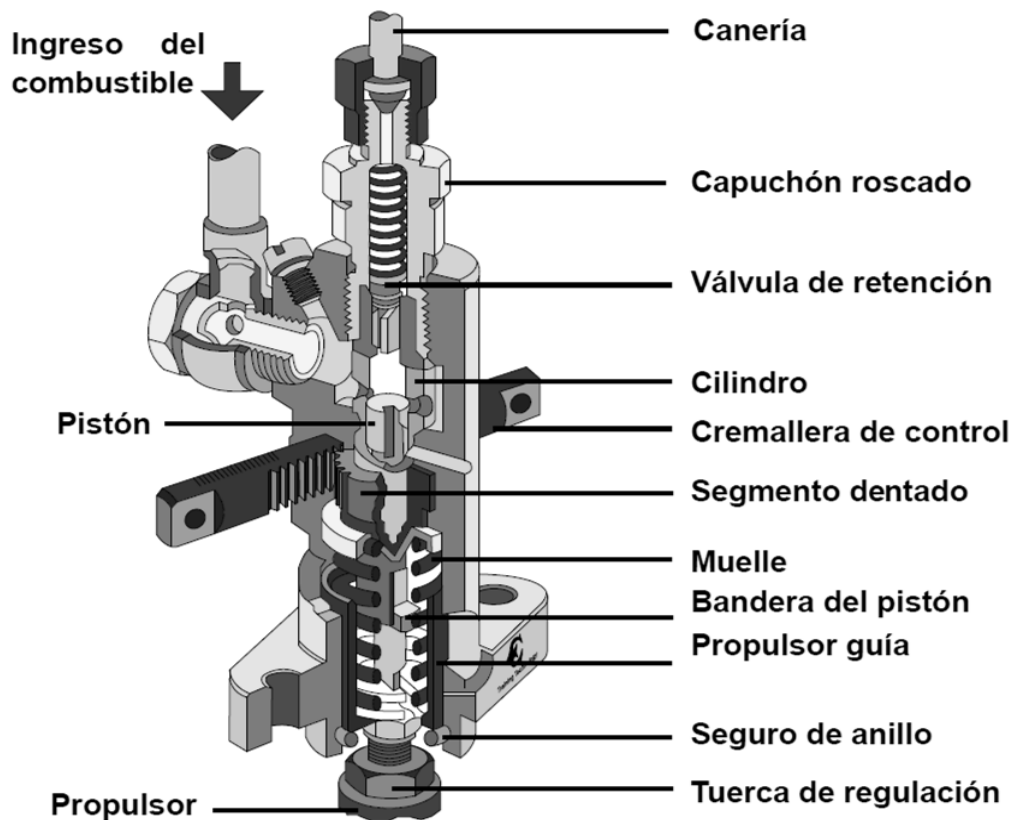


Figura 1.9. Bomba Individual en corte (López, 2013)

### 1.5. Conclusión de capítulo

Es muy importante conocer estos temas ya que el proyecto en general depende de ellos. Para poder disminuir la cantidad de Diésel inyectada en el motor es necesario conocer valores máximos y mínimos de inyección, el volumen existente en cada cilindro del motor en PMS y PMI, las presiones existentes durante la inyección, los tiempos de inyección y los valores nominales de pruebas que ofrece el fabricante de la bomba.

Los cálculos realizados para la obtención de todos estos valores se encuentran en el capítulo 3.

## CAPÍTULO 2

### 2. MARCO TEÓRICO

En este capítulo se encuentra toda la teoría necesaria para entender el comportamiento de los gases a diferentes presiones y temperaturas, así como las correcciones necesarias cuando los volúmenes o presiones que se manejan exceden los valores máximos permisibles en las ecuaciones. Asimismo, se describirá el proceso de combustión y las reacciones estequiométricas relacionadas con el ciclo Diésel.

Las diferencias en el comportamiento entre los distintos estados de la materia (sólido, líquido y gaseoso) están muy marcadas, principalmente al momento de comparar a los gases con los otros dos. Algunas de éstas se describen en el libro de Hepler (1968):

“Los gases difieren marcadamente de los líquidos y de los sólidos en muchos aspectos. Por ejemplo, el volumen de una muestra de un gas puede ser aumentado o disminuido considerablemente modificando la presión o modificando la temperatura. Por otra parte, los volúmenes de los líquidos o de los sólidos cambian poco modificando la presión y la temperatura. Los gases tienden a ocupar totalmente el espacio que les sea asequible y se adaptan fácilmente a los cambios de forma del recipiente que los contenga. Los líquidos y sólidos no se expanden fácilmente para llenar por completo un recipiente grande ni se contraen de modo que quepan en uno pequeño y en cuanto a los sólidos no se ajustan fácilmente a los cambios de forma de los recipientes. La difusión de un gas en el seno de otro es notablemente más rápida que la de un líquido en otro y muchísimo más rápida que la difusión entre sólidos.

Todos los gases están formados por moléculas reales, que se encuentran frecuentemente confinadas en recipientes reales y se miden mediante instrumentos reales. Lo que verdaderamente tiene importancia para la química y otras ciencias es el comportamiento de los gases reales. A pesar de ello es conveniente y útil definir lo que llamamos un *gas ideal*, que obedece a ciertas leyes fáciles de expresar mediante ecuaciones simples. Como el comportamiento de los gases reales es casi idéntico al de nuestro gas ideal en ciertas condiciones, con frecuencia estará justificado que representemos el comportamiento de los gases reales mediante las leyes de los gases ideales.”

A partir del trabajo de Robert Boyle (1662), que demostró que el volumen de un gas a temperatura constante es inversamente proporcional a la presión, el trabajo de Jaques Charles (1787), que demostró que la constante  $C$  es una función de la temperatura y el trabajo de Gay-Lussac (1802), que encontró que el volumen era una función lineal de la temperatura, se puede obtener la ecuación de gas ideal.

## 2.1. Ley de gas ideal

La ley de gas ideal es una combinación de los trabajos de Boyle, Charles y Gay-Lussac en una sola relación general entre la presión absoluta, el volumen y la temperatura absoluta de una cantidad determinada de gas. La explicación proviene del libro de Atkins & Jones (2006):

“Para combinar las tres leyes en una, primero notemos que cuando la temperatura y la cantidad de gas son constantes, la ley de Boyle tiene forma:

$$Pv = \text{constante}_1 \quad (1)$$

Cuando la presión y la cantidad son constantes, la ley de Charles dice que:

$$v = \text{constante}_2 * T \quad (2)$$

De acuerdo con el principio de Avogadro, a presión y temperatura constantes, el volumen es proporcional a  $n_{\text{avogadro}}$ , y así, la ecuación se puede escribir como:

$$v = \text{constante}_3 * n_{\text{avogadro}} \quad (3)$$

Una ecuación que combina las tres leyes en una es:

$$Pv = \text{constante} * n_{\text{avogadro}} * T \quad (4)$$

Si  $n_{\text{avogadro}}$  y  $T$  son constantes, obtenemos la ley de Boyle; si la presión y la cantidad son constantes, obtenemos la ley de Charles y si la presión y temperatura son constantes, tenemos el principio de Avogadro. Cuando la constante de proporcionalidad para las leyes se escribe como  $R$ , esta ecuación se transforma en la ley de los gases ideales:

$$Pv = n_{\text{avogadro}} * R_u * T \quad (5)$$

La constante  $R_u$  se llama constante de los gases y tiene el mismo valor para todos los gases; decimos que  $R_u$  es una “constante universal” por que es independiente de la identidad del gas. El valor de la constante del gas se puede encontrar midiendo  $P$ ,  $v$ ,  $n_{\text{avogadro}}$  y  $T$  y reemplazando sus valores en

$$R_u = \frac{Pv}{n_{\text{avogadro}} T} \quad (6)$$

Cuando se usan las unidades SI (presión en pascales, volumen en metros cúbicos, temperatura en kelvin y cantidad en moles),  $R$  se obtiene en joules por kelvin por mol:

$$R_u = 8.31447 \frac{J}{K \text{ mol}}$$

La ley de los gases ideales es un ejemplo de una ecuación de estado, una expresión que muestra cómo la presión de una sustancia – en este caso, un gas - se relaciona con la temperatura, el volumen y la cantidad de la sustancia en la muestra. Un gas hipotético que cumple la ley de los gases ideal bajo todas las condiciones se llama un gas ideal. Todos los gases reales cumplen la ecuación  $R_u = Pv/n_{avogadro}T$  con exactitud creciente a medida que la presión se reduce a cero (que escribimos  $P \rightarrow 0$ ). Por esa razón, la ley de los gases ideales es un ejemplo de ley de límite, una ley que es estrictamente válida solamente en algún límite, en este caso cuando  $P \rightarrow 0$ . Aunque la ley de los gases ideales es como una ley de límite, es de hecho razonablemente fidedigna a presiones normales y por tanto podemos usarla para la mayoría de los gases en condiciones normales.

La ley de los gases ideales,  $Pv = n_{avogadro}R_uT$ , es una ecuación de estado que resume las relaciones que describen la respuesta de un gas ideal a los cambios de presión, volumen, temperatura y cantidad de moléculas; es un ejemplo de ley límite.”

## 2.2. Factor de compresibilidad ( $z_c$ )

Como se comentó anteriormente, la ley de gas ideal funciona para gases a bajas presiones y altas temperaturas. Para poder describir de manera más detallada el comportamiento de un gas en estudio, existen muchas ecuaciones de estado que describen con más exactitud las relaciones  $PvT$  de los gases reales. Algunas de ellas son la Ecuación de Van der Waals, las Ecuaciones del Virial y el Factor de Compresibilidad  $z_c$ .

Un fragmento del libro Termodinámica Química (Movilla Rosell, Movilla, & Rajadell Viciano, 2005) describe el factor de compresibilidad ( $z_c$ ):

“Los gases no presentan un comportamiento  $PvT$  que pueda ser representado, con exactitud, mediante la ecuación de los gases ideales,  $Pv = R_uT$ , excepto cuando la presión es razonablemente baja y la temperatura relativamente alta. Una manera de adecuar la ecuación de los gases ideales para que sea aplicable a gases reales, consiste en introducir un coeficiente corrector que denominamos factor de compresibilidad,  $z_c$ .

El factor de compresibilidad se define en la forma

$$z_c = \frac{Pv}{R_uT} \quad (7)$$

De acuerdo con esta ecuación, obsérvese que para un gas real tendremos  $Pv = z_cR_uT$  (muy similar, salvo por el factor  $z_c$ , a la ecuación de un gas ideal).

Puesto que  $R_u T/P$  es el volumen molar de un gas ideal, el factor de compresibilidad puede definirse en la forma  $z_c = \frac{v}{v_i}$ , es decir, como el cociente entre el volumen molar real del gas y el volumen molar del gas si su comportamiento, a las mismas condiciones de  $P$  y  $T$ , fuera ideal.

Teniendo en cuenta que el volumen molar es igual al volumen total dividido por el número de moles,  $v = \frac{V}{n_{avogadro}}$ , la expresión  $z_c = Pv/R_u T$  es equivalente a:

$$z_c = \frac{PV}{n_{avogadro} R_u T} \quad (8)$$

Para un gas ideal el factor de compresibilidad, de acuerdo a su definición, es idénticamente uno. Por tanto, para un gas real el factor de compresibilidad debe tender a uno a medida que la presión disminuye tendiendo a cero. Es decir,  $\lim_{P \rightarrow 0} z_c = 1$ .

La figura 2.1 es una representación cualitativa del factor de compresibilidad del  $N_2$  en función de la presión para diferentes temperaturas:

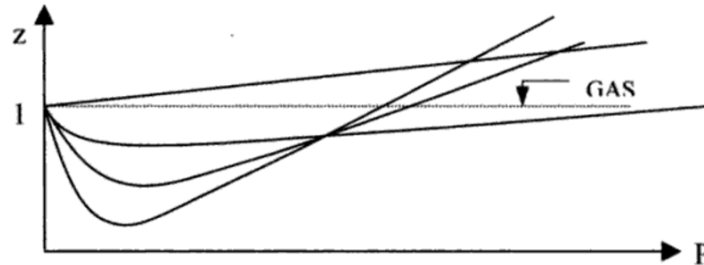


Figura 2.1. Factor de compresibilidad del  $N_2$  para valores de  $P$  y  $T$  (Movilla Rosell, Movilla, & Rajadell Viciano, 2005)

La figura anterior nos da el factor de compresibilidad del  $N_2$  para cualquier valor de  $P$  y  $T$ . La necesidad de un diagrama como el anterior para cada gas supondría una complicación excesiva. Afortunadamente, la Ley de los Estados Correspondientes ha permitido desarrollar un diagrama de compresibilidad generalizado aplicable para la práctica totalidad de los gases. En efecto, teniendo en cuenta la definición de las magnitudes reducidas:

$$z_c = \frac{Pv}{R_u T} \Rightarrow z_c = \frac{P_{PC} P_r v_{PC} v_r}{R_u T_{PC} T_r} \Rightarrow z_c = \frac{P_{PC} v_{PC}}{R_u T_{PC}} \frac{P_r v_r}{T_r} \quad (9)$$

Experimentalmente se ha observado que para la mayor parte de los gases el factor de compresibilidad en el punto crítico  $z_{PC} = \frac{P_{PC} v_{PC}}{R_u T_{PC}}$ , tiene un valor aproximado a  $3/11$ . Por lo tanto, en una primera aproximación puede suponerse  $z_{PC} = constante = \frac{3}{11}$ .



Así, la expresión  $z_c = \frac{P_{PC} v_{PC}}{R_u T_{PC}} \frac{P_r v_r}{T_r}$  quedará:

$$z_c = \frac{3 P_r v_r}{11 T_r} \quad (10)$$

Por otra parte, según la Ley de los Estados Correspondientes, si  $P_r$  y  $T_r$  tienen el mismo valor para una misma cantidad de gases diferentes, sus volúmenes reducidos  $v_r$  también serán iguales; con lo cual, de acuerdo a la ecuación

$z_c = \frac{3 P_r v_r}{11 T_r}$ , sus factores de compresibilidad  $z_c$  tendrán el mismo valor. En otras palabras:

Si se representa el factor de compresibilidad frente a la presión reducida, para una temperatura dada, los resultados correspondientes a todos los gases coincidirán en la misma curva.

A partir de experiencias con muchos gases, se han obtenido los factores de compresibilidad medios observados a diferentes presiones y temperaturas, y se ha trazado el diagrama de los valores de  $z_c$ , en ordenadas, frente a  $P_r$  en abscisas, con  $T_r$  como parámetro. De esta forma se ha obtenido lo que denominamos **diagrama generalizado del factor de compresibilidad**. A partir de él, es posible obtener, con bastante precisión, el valor de  $P$ ,  $v$  o  $T$ , de cualquier gas, si se conocen las restantes dos variables.”

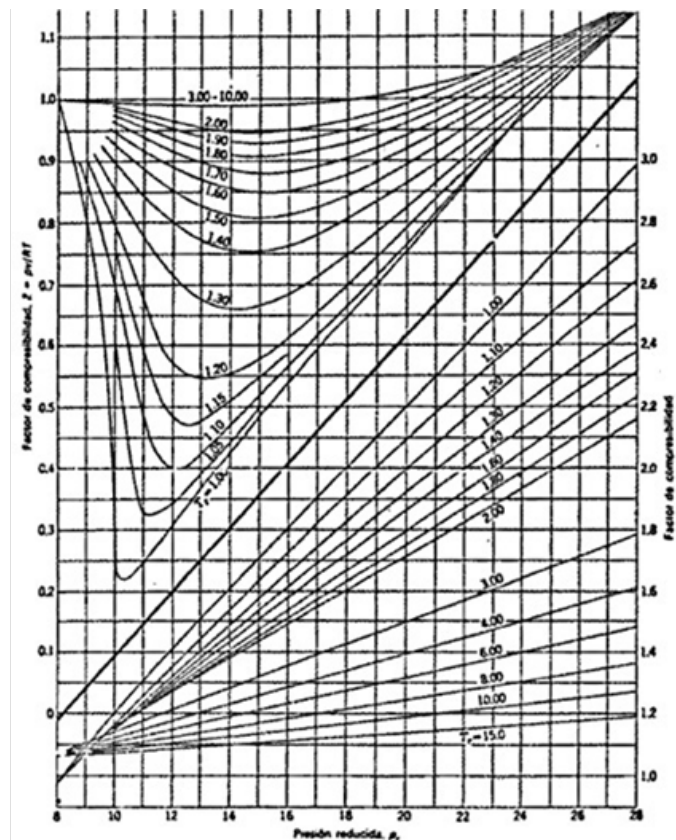


Figura 2.2. Diagrama generalizado del factor de compresibilidad (Movilla Rosell, Movilla, & Rajadell Viciano, 2005)

### 2.3. Combustión

La combustión, de acuerdo a Martínez (2005) se define como “la reacción de oxidación de las sustancias combustibles.

Como en la mayor parte de sus aplicaciones técnicas lo que se exige en estos procesos es la obtención del máximo calor posible, se desarrollará el planteo de las reacciones completas, que exigen cantidades más o menos importantes de aire en exceso.

Si bien esto permite evitar la existencia de inquemados y humos, el exceso de aire también implica mayores pérdidas de calor en los productos de la combustión. De ahí que constituya uno de los parámetros importantes a controlar.

Aunque el tratamiento que se da al tema es el más sencillo posible, compatible con la precisión técnica adecuada, no debe ocultarse el hecho de que los mecanismos de reacción son realmente complejos, y que en los productos de la reacción, además de las sustancias completamente oxidadas que se indican, aparecerán trazas de otros componentes indeseados (contaminantes atmosféricos).”

### 2.4. Reacciones estequiométricas

Para evitar la existencia de reactivos que no reaccionen, es necesario realizar cálculos estequiométricos de la reacción.

Las reacciones químicas están sujetas a la ley de la conservación de la materia: “la materia no se crea ni se destruye, solo se transforma”, por lo que, en una reacción dada, la suma de reactivos debe ser igual a la suma de los productos obtenidos.

La definición de la estequiometría según Himmelblau (1997):

“La estequiometría se ocupa de la combinación de elementos y compuestos. Las relaciones que se obtienen de los coeficientes numéricos de la ecuación química son los coeficientes estequiométricos que nos permiten calcular los moles de una sustancia en relación con los moles de otra sustancia que intervienen en la ecuación química.

Se debe tener presente que la ecuación no indica con qué rapidez se lleva a cabo la reacción ni en qué proporción de los reactivos reaccionan, menos aún si ocurre la reacción. Lo único que indica la ecuación química son las cantidades estequiométricas que se requieren para la reacción y que se obtendrán si ésta se lleva a cabo tal como se describió”

## 2.5. Ciclo Diésel Ideal

Álvarez & Callejón (2005) explican el ciclo diésel ideal:

“Es el ciclo de referencia asignado a los motores de encendido por compresión para explicar de forma simple y teórica los procesos.

La diferencia fundamental entre el ciclo Diésel y el ciclo Otto está en la fase de aportación del calor. En el ciclo Otto el calor era introducido a volumen constante, y en el ciclo Diésel es introducido a presión constante. Otra diferencia entre los dos ciclos se encuentra en la relación de compresión; para los motores Diésel está entorno de 14 a 24, mientras que para los motores de encendido por chispa varía entre 6 y 10. Los dos tipos de motores requieren la máxima relación de compresión para mejorar el rendimiento. Sin embargo, condicionados por el combustible, los motores de encendido provocado no deben sobrepasar una cierta relación de compresión para no sufrir efectos como el picado, mientras que los motores Diésel requieren una relación de compresión mínima para garantizar el encendido por compresión y a partir de una determinada relación de compresión el aumento de rendimiento ya no compensa el aumento de costes y peso del motor capaz de resistir las presiones que se generarían.

Como se puede ver en la figura 2.3, el ciclo Diésel está formado por 4 líneas térmicas:

- 1-2 Compresión adiabática
- 2-3 Aportación de calor a presión constante
- 3-4 Expansión adiabática
- 4-1 Extracción de calor a volumen constante

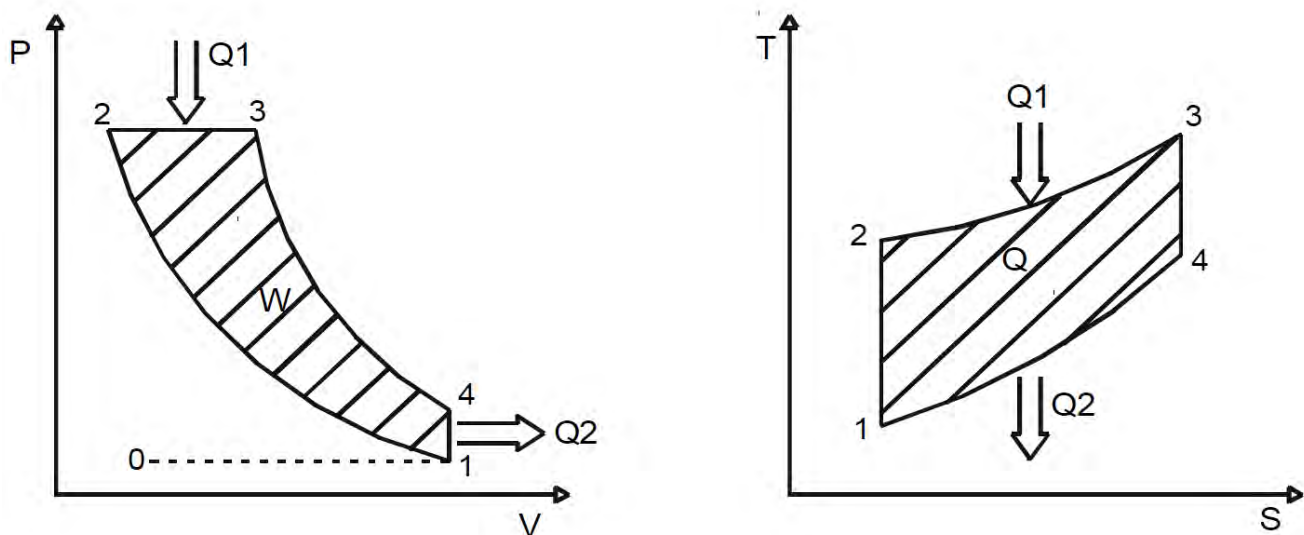


Figura 2.3. Diagramas P-v y T-s del ciclo Diésel (Álvarez Flórez & Callejón i Agramunt, 2005)

En el proceso de aportación de calor, a presión constante, el pistón se desplaza, y por tanto realiza un trabajo:

$$W_{23} = \int_2^3 P dv = P (v_3 - v_2) \quad (11)$$

Si se usa la ecuación de la energía, se obtiene:

$$Q_1 = (u_3 - u_2) + (P_3 v_3 - P_2 v_2) \quad (12)$$

y como la entalpía  $h$  del fluido tiene la expresión:

$$h = u + Pv \quad (13)$$

Entonces la ecuación  $Q_1 = (u_3 - u_2) + (P_3 v_3 - P_2 v_2)$  queda de la siguiente manera:

$$Q_1 = (h_3 - h_2) \quad (14)$$

Si se considera que el fluido de trabajo es un gas ideal y el proceso es a presión constante, entonces:

$$h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2) \quad (15)$$

de manera que el calor aportado vale:

$$Q_1 = c_p (T_3 - T_2) \quad (16)$$

Como la extracción de calor tiene lugar en un proceso a volumen constante:

$$Q_2 = c_v (T_4 - T_1) \quad (17)$$

Sustituyendo los valores de  $Q_1$  y  $Q_2$  en la ecuación del rendimiento térmico:

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (18)$$

$$\eta_{Diesel} = \frac{c_p (T_3 - T_2) - c_v (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{k} \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (19)$$

En el proceso 2-3 de compresión a presión constante, se cumple:

$$\frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2} \quad (20)$$

Para los procesos adiabáticos de expansión y compresión

$$T_1 = T_2 \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} \quad y \quad T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} \quad (21)$$

Entonces:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \frac{\left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1}}{\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}} \quad (22)$$

Sustituyendo estas expresiones en la ecuación del rendimiento térmico ideal, se obtiene:

$$\eta_{Diesel} = 1 - \frac{1}{k} \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} \frac{\left(\frac{v_3}{v_2}\right)^k - 1}{\left(\frac{v_3}{v_2}\right) - 1} \quad (23)$$

y recordando que el grado de combustión, extensión correspondiente a la aportación de calor a presión constante, tiene la siguiente expresión:

$$\beta_e = \frac{v_3}{v_2} \quad (24)$$

se obtiene finalmente la expresión del rendimiento térmico ideal del ciclo Diésel teórico:

$$\eta_{Diesel} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[ \frac{\beta_e^k - 1}{k(\beta_e - 1)} \right] \quad (25)$$

Se puede observar que, a diferencia del ciclo Otto, no sólo es función de  $\rho$  y de  $k$ , sino que además lo es de  $\beta_e$ , y por tanto, depende del calor aportado por unidad de masa  $Q_1$ . Analizando la última ecuación, se comprueba que, si se aumenta  $\beta_e$ , el rendimiento se hace más pequeño, mientras que si se aumenta la relación de compresión, el rendimiento crece.

La única diferencia entre el rendimiento del ciclo Otto y el Diésel es el término entre paréntesis, que siempre es más grande que 1.

Se llega a la conclusión de que, para igual relación de compresión, es más grande el rendimiento térmico del ciclo Otto que el del Diésel.

Si se reduce  $\beta_e$ , y por tanto el calor aportado a presión constante, el rendimiento térmico del Ciclo Diésel se aproxima al del ciclo Otto, hasta tal punto que cuando  $\beta=1$  los dos rendimientos coinciden.

Si se aplican las condiciones del ciclo Diésel a la ecuación general de la presión media teórica se obtiene su expresión para este caso:

$$\alpha_e = 1 \quad \beta_s = 1$$

$$\frac{p_{mt}}{p_1} = \frac{r^k k (\beta - 1)}{(r - 1)(k - 1)} \eta_{Diesel} \quad (26)$$

La explicación de Álvarez & Callejón se enfoca en la parte matemática. Rolle (2006) ofrece una explicación diferente de los tiempos del motor diésel, más descriptiva:

“El proceso 1-2 es una compresión de una carga fresca de aire y combustible (o sólo aire); al llegar al estado 2, los gases se queman en forma espontánea debido a la alta presión, y el proceso continúa a presión constante hasta el estado 3. Lo más común es que sólo se introduzca aire, y se comprima en el proceso 1-2, y que se inyecte combustible a una presión cercana a la del estado 2. El proceso 2-3 es el que hace que el motor diésel sea un motor de combustión interna, con ignición por compresión.

El proceso 3-4 es una expansión de los gases de escape hasta que el pistón llega al PMI (punto muerto inferior) en el estado 4. Entonces, se elimina el escape a la atmósfera, en el proceso 4-1. Al mismo tiempo, se inyectan aire y combustible (o tan sólo aire fresco) a la cámara, para que esté lista para un nuevo ciclo. Es el ciclo diésel de dos tiempos, con los tiempos de escape y admisión del pistón juntos en una revolución del motor.”

## 2.6. Ciclo mixto o de Sabathé

El funcionamiento real de un motor diésel, naturalmente, varía con respecto a su ciclo ideal. El comportamiento del motor diésel real, de acuerdo a Álvarez & Callejón (2005), se describe a continuación:

“Las condiciones reales de funcionamiento de los motores son muy diferentes a las de los ciclos ideales Otto y Diésel. Por ejemplo, para los motores Diésel, el proceso de combustión se aproxima al proceso a presión constante sólo en el caso de motores muy grandes y lentos.

Normalmente, en los motores Diésel el diagrama real muestra que la combustión se realiza según un proceso que se aproxima a la combinación de un proceso de aportación de calor a volumen constante y otro a presión constante.

Se puede decir, pues, que en la práctica los ciclos Otto y Diésel se aproximan mucho en la forma, tanto que pueden considerarse como casos particulares de un ciclo mixto en el cual la combustión se produce en parte a volumen constante y en parte a presión constante.

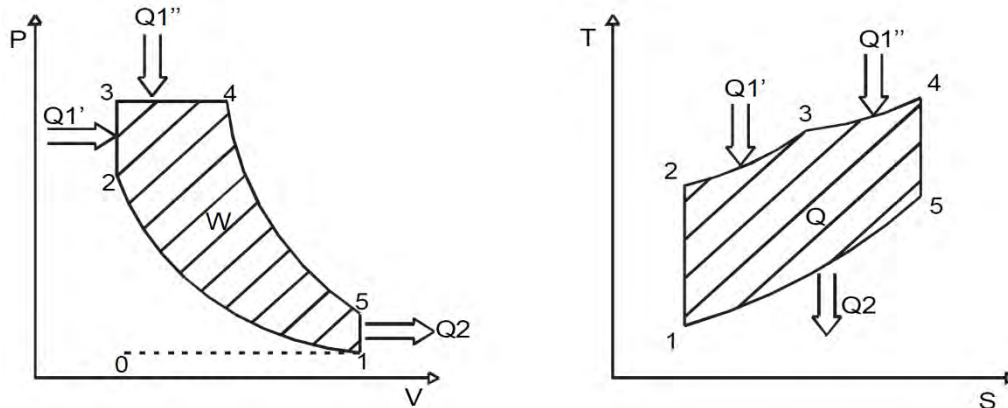


Figura 2.4 Diagramas P-v y T-s del ciclo de Sabathé (Álvarez Flórez & Callejón i Agramunt, 2005)

Este ciclo de referencia viene representado en la figura 2.9 y se llama ciclo mixto o de Sabathé. Sus fases son:

- a) 1-2 Compresión adiabática
- b) 2-3 Aportación de calor a volumen constante
- c) 3-4 Aportación de calor a presión constante
- d) 4-5 Expansión adiabática
- e) 5-1 Extracción de calor a volumen constante

La cantidad de calor aportado será, pues:

$$Q_1 = Q_1' + Q_1'' \quad (27)$$

Recordando todo lo que se ha explicado en el ciclo Diésel y en el ciclo Otto, se puede escribir:

$$Q_1' = C_v(T_3 - T_2) \quad (28)$$

$$Q_1'' = C_p(T_4 - T_3) \quad (29)$$

$$Q_2 = C_v(T_5 - T_1) \quad (30)$$

de manera que el rendimiento térmico ideal del ciclo mixto (Sabathé) teórico será:

$$\eta_{Sabathé} = \frac{\text{calor aportado} - \text{calor extraído}}{\text{calor aportado}} \quad (31)$$

$$\eta_{Sabathé} = \frac{C_v(T_3 - T_2) + C_p(T_4 - T_3) - C_v(T_5 - T_1)}{C_v(T_3 - T_2) + C_p(T_4 - T_3)} \quad (32)$$

$$= 1 - \frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + k(T_4 - T_3)}$$

$$\eta_{Sabathé} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \frac{\frac{T_5}{T_1} - 1}{\left(\frac{T_3}{T_2}\right) - k \frac{T_3}{T_2} \left(\frac{T_4}{T_3} - 1\right)} \quad (33)$$

En el proceso 2-3 de combustión a volumen constante se tiene:

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2} \quad (34)$$

y por el proceso 3-4 de combustión a presión constante:

$$\frac{v_4}{v_3} = \frac{T_4}{T_3} \quad (35)$$

Para los procesos adiabáticos 1-2 de compresión y 4-5 de expansión se tiene, en cambio, respectivamente:

$$T_1 = T_2 \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} \quad (36)$$

Y

$$T_5 = T_4 \left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{k-1} \quad (37)$$

en donde se obtiene:

$$\frac{T_5}{T_1} = \frac{T_4}{T_2} \frac{\left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{k-1}}{\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}} = \frac{T_4 T_3}{T_3 T_2} \frac{\left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{k-1}}{\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}} \quad (38)$$

y ya que  $v_3 = v_2$  y  $v_5 = v_1$ , entonces:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2} \quad \text{y} \quad \frac{T_4}{T_3} = \frac{v_4}{v_3} \quad (39)$$



Por lo tanto, se puede escribir:

$$\frac{T_5}{T_1} = \frac{v_4}{v_2} \frac{P_3}{P_2} \left(\frac{v_4}{v_2}\right)^{k-1} = \frac{P_3}{P_2} \left(\frac{v_4}{v_2}\right)^k \quad (40)$$

Si se sustituyen finalmente estas expresiones en la ecuación del rendimiento térmico ideal, se llega a:

$$\eta_{Sabathé} = 1 - \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} \frac{\frac{P_3}{P_2} \left(\frac{v_4}{v_2}\right)^k - 1}{\left(\frac{P_3}{P_2} - 1\right) + k \frac{P_3}{P_2} \left(\frac{v_4}{v_2} - 1\right)} \quad (41)$$

y recordando que:

$$r = \frac{v_1}{v_2} \quad \frac{v_4}{v_3} = \frac{v_4}{v_2} = \beta_e \quad \alpha_e = \frac{P_3}{P_2}$$

se obtiene la expresión final del rendimiento térmico teórico del ciclo mixto:

$$\eta_{Sabathé} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \frac{\alpha_e \beta_e^k - 1}{(\alpha_e - 1) + k \alpha_e (\beta_e - 1)} \quad (42)$$

Analizando la ecuación  $\eta_{Sabathé} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \frac{\alpha_e \beta_e^k - 1}{(\alpha_e - 1) + k \alpha_e (\beta_e - 1)}$ , se comprueba que a igualdad de relación de compresión  $r$ , el rendimiento del ciclo mixto resulta intermedio entre el del ciclo Otto y del ciclo Diésel.

La expresión de la presión media para el ciclo mixto, deducida a partir de la ecuación general de la presión media teórica, es:

$$b_s = 1$$

$$\frac{p_{mt}}{p_1} = \frac{r^k [\alpha - 1 + k\alpha(\beta - 1)]}{(r - 1)(k - 1)} \eta_{Sabathé} \quad (43)$$

## 2.7. Conclusión de capítulo

Todo lo explicado en este capítulo servirá como base para poder resolver el ciclo diésel y el ciclo de Sabathé con las características específicas del motor que se tiene en el laboratorio de gasificación. Gran parte de los valores que se utilizarán provienen de las hojas de desempeño del motor y de sus especificaciones. Los valores faltantes se obtendrán realizando pruebas experimentales.



## CAPÍTULO 3

### 3. METODOLOGÍA DE TRABAJO

#### 3.1. Modificaciones a la bomba de inyección

Para este proyecto se busca regular la cantidad de combustible a inyectar en un motor Diésel, para hacerlo trabajar con una cantidad específica de Diésel y mezclarla con Gas de Síntesis y aire para lograr una combustión con el fin de obtener energía eléctrica.

Dado que el motor y la bomba fueron donados debido a que su vida útil había terminado para ADO, la bomba requería de algunas reparaciones. Las reparaciones necesarias, así como las pruebas que se realizaron después, se llevaron a cabo en el Laboratorio Diésel Canchola, ubicado en Av. Cafetales #1420, Col. Residencial Cafetales, Coyoacán, México, Ciudad de México, C.P. 04918.

La bomba desarmada se muestra a continuación:



Imagen 3.1. Bomba diésel PES desarmada. Elaboración propia.

Para este proyecto se realizarán pruebas modificando la posición de la corredera de regulación. La distancia de recorrido de la corredera de regulación de este modelo de bomba de inyección es de 21 milímetros.

El banco de pruebas es un dispositivo en el cual se monta la bomba y se simula el movimiento del motor. Esto se realiza con el fin de que la bomba comprima y mande a los inyectores la cantidad necesaria de diésel a diferentes cargas del motor. En este banco de pruebas se pueden elegir las RPM (revoluciones por minuto) a las que debe trabajar la bomba y la cantidad de ciclos de inyección que realizarán los inyectores (estos van de 100 en 100 hasta llegar a 1000). El combustible inyectado pasa por un despresurizador y se deposita en probetas. En el laboratorio diésel Canchola se cuenta con una probeta graduada de 60 ml para cada inyector.

Las pruebas realizadas para este proyecto consistieron en medir la cantidad de diésel que inyecta cada uno de los inyectores de la bomba para diferentes posiciones del acelerador a diferentes RPM del motor.

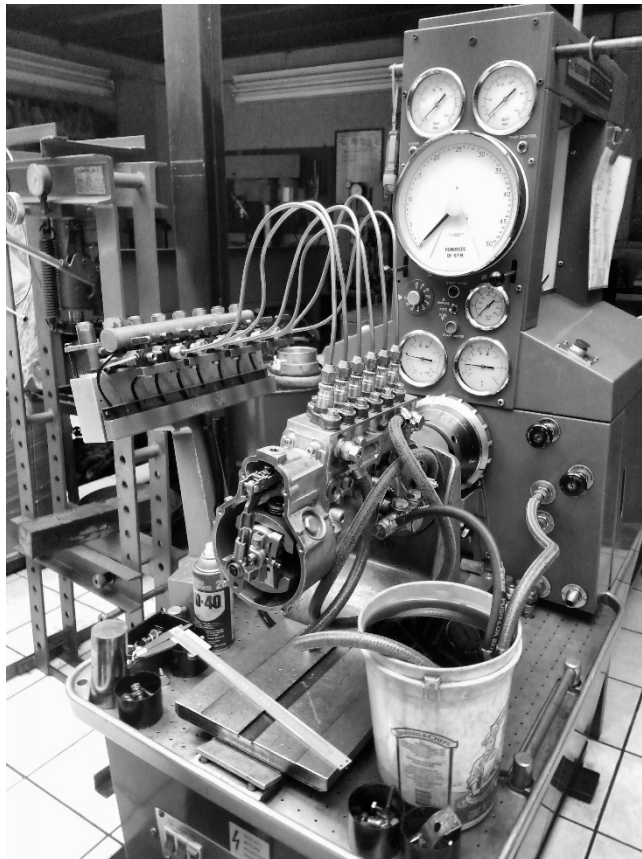


Imagen 3.2. Bomba de inyección montada en el banco de pruebas. Elaboración propia.

La posición del acelerador se controló manualmente y se midió por medio de un alambre acoplado al acelerador y un transportador fijado en la bomba de inyección mediante dos tornillos; cuando el acelerador estaba en su punto inicial (sin aplicar carga), la posición del alambre coincidía con el 0° del transportador. Al encontrarse en su posición de máxima carga, el alambre marcaba 92° en el transportador.

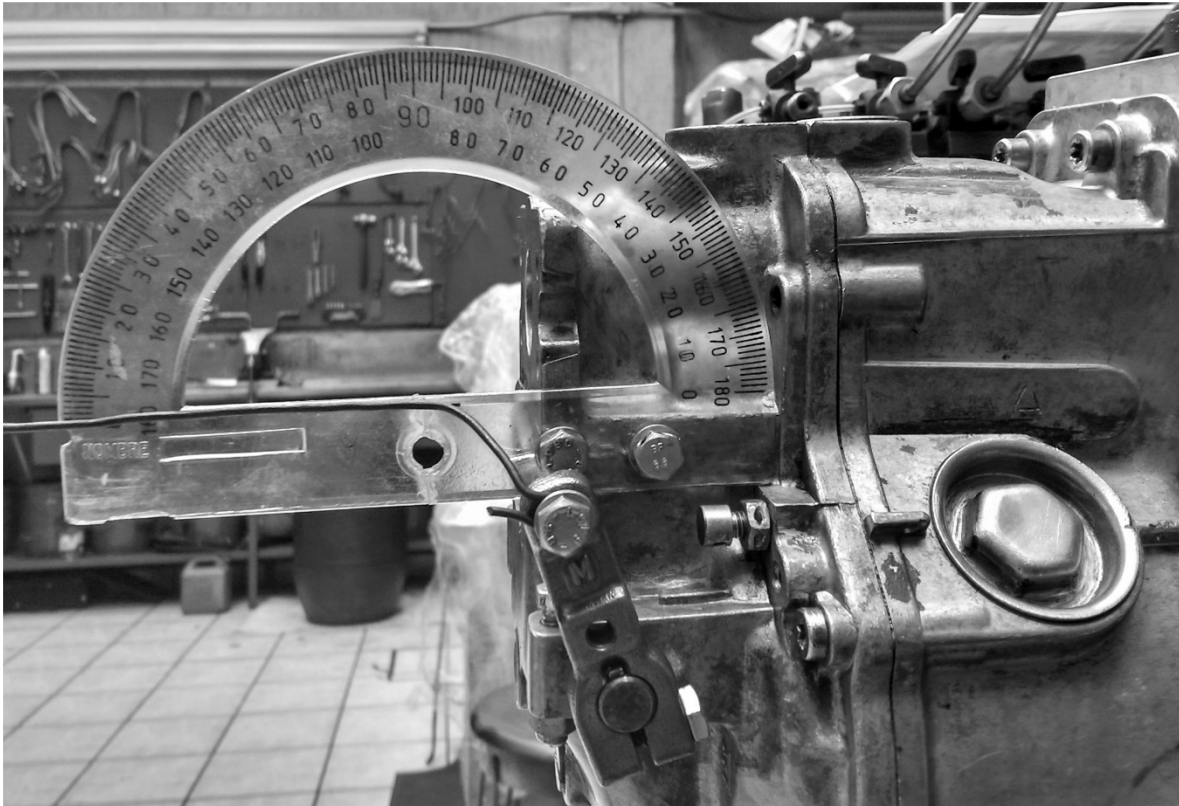


Imagen 3.3. Posición inicial del acelerador (sin carga). Elaboración propia.

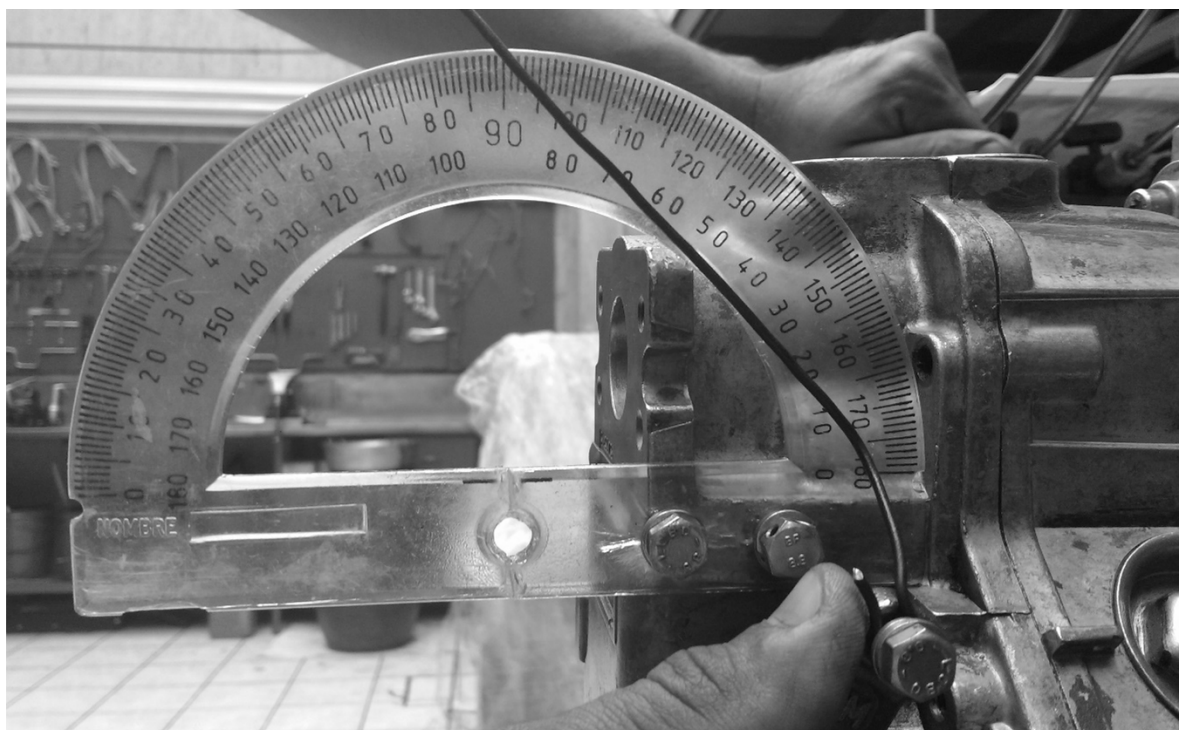


Imagen 3.4. Posición final del acelerador (carga máxima). Elaboración propia.

Para comprobar que la bomba funcionara de manera correcta, se realizó una prueba de ajuste básico, proporcionada por el fabricante de la bomba (Bosch).

AJUSTE BÁSICO						
KAT	Denominación	Unidad	Valor teórico	Min.	Max.	Valores reales
	AJUSTE					
V	Régimen	1/min	700			700
V	Carrera regulac.	mm	13.35	13.30	13.40	
E	Caudal de suministro	cm <sup>3</sup> /1000c.	237.0	236.0	238.0	
E	Dispersión	cm <sup>3</sup> /1000c.	5.0			
V	Régimen	1/min	300			300
V	Carrera regulac.	mm	5.50	5.40	5.50	

Tabla 3.1. Ajuste básico - hoja de pruebas. Bosch®.

Esta prueba se realizó a 700 RPM de la bomba (1400 RPM del motor) y a 100 ciclos de inyección en lugar de 1000, por lo que el caudal de suministro esperado es de 23.7 cm<sup>3</sup> (mínimo 23.6 cm<sup>3</sup> y máximo de 23.8 cm<sup>3</sup>) por cada inyector.

Al realizar esta prueba, se obtuvo un valor promedio de 21 cm<sup>3</sup> por cada cilindro en 100 ciclos de inyección.

Estos valores se considerarán completamente aceptables debido a que no es una bomba nueva y ya había cumplido su vida útil dentro de la empresa ADO.

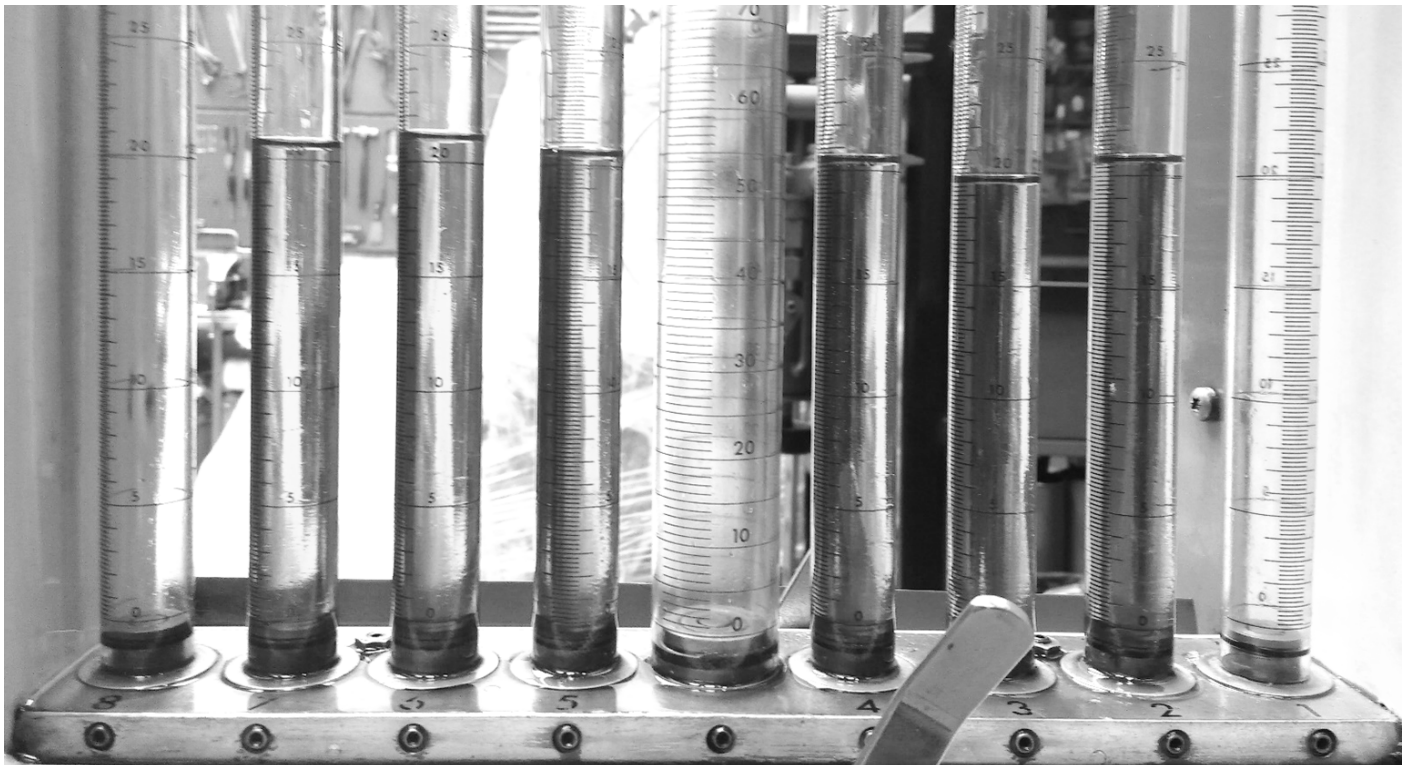


Imagen 3.5. Prueba de ajuste básico. Elaboración propia.

pruebas.

Los resultados obtenidos se resumen en la siguiente tabla:

"Grados"	# prueba	RPM - Bomba						
		750	700	650	600	550	500	450
		Mililitros inyectados por cada inyector						
92	1	19	21	30	36	46	57	60
	2	19.5	21	28	36	45	57	61
	3	20	21	32	36	45	57	61
88	1	-	17	-	-	-	-	-
	2	-	16	-	-	-	-	-
	3	-	15	-	-	-	-	-
85	1	8	10	11	11	17	30	43
	2	7.5	9.5	13	12	18	30	44
	3	8.2	10	12	11	18	30	44
83	1	3	-	-	-	-	-	-
	2	3	-	-	-	-	-	-
	3	3	-	-	-	-	-	-
80	1	-	-	5	6	9	9	25
	2	-	-	3	6	8	9	23
	3	-	-	6	6	7	10	27
<b>Gobernado</b>		80	80	75	75	74	71	77

Tabla 3.2. Resultados (en mililitros) de las pruebas realizadas a la bomba de inyección. . Elaboración propia.

La casilla "Gobernado" indica a qué posición del acelerador entraba en acción el gobernador.

El gobernador que se encuentra adosado a la bomba es un regulador mecánico de todas las revoluciones. Esto significa que, además de los números de revoluciones de ralentí y final, se regulan también los números de revoluciones situados entre dichos valores, independientemente de la carga del motor (Reverte, 2001).

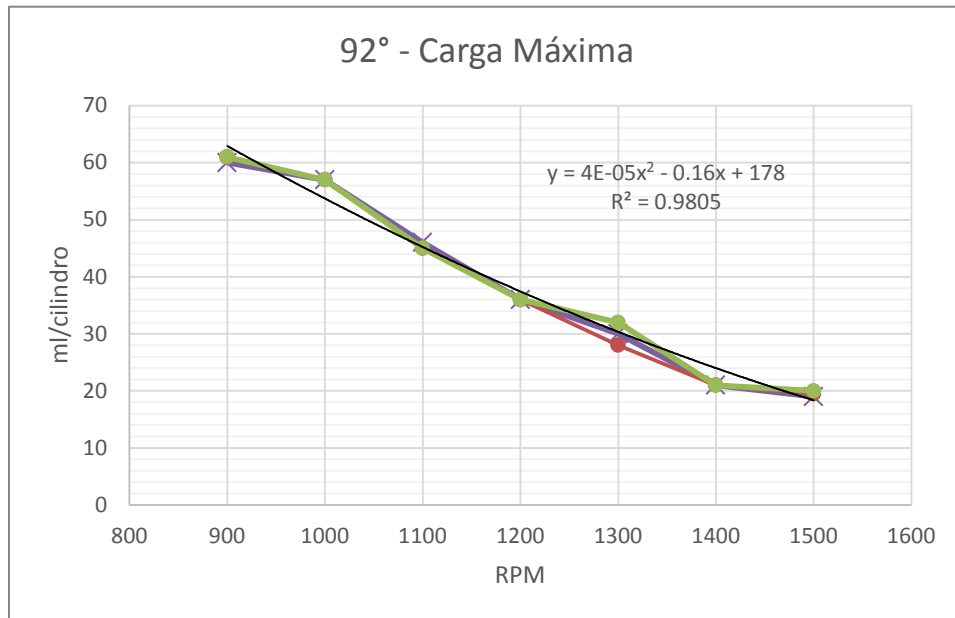
El gobernador regula la dosificación de combustible a inyectar en los cilindros del motor y sirve para evitar que el motor exceda las revoluciones máximas permitidas y que se mantenga encendido (EcuRed).

Cuando el gobernador entra en acción, la bomba deja de inyectar combustible.



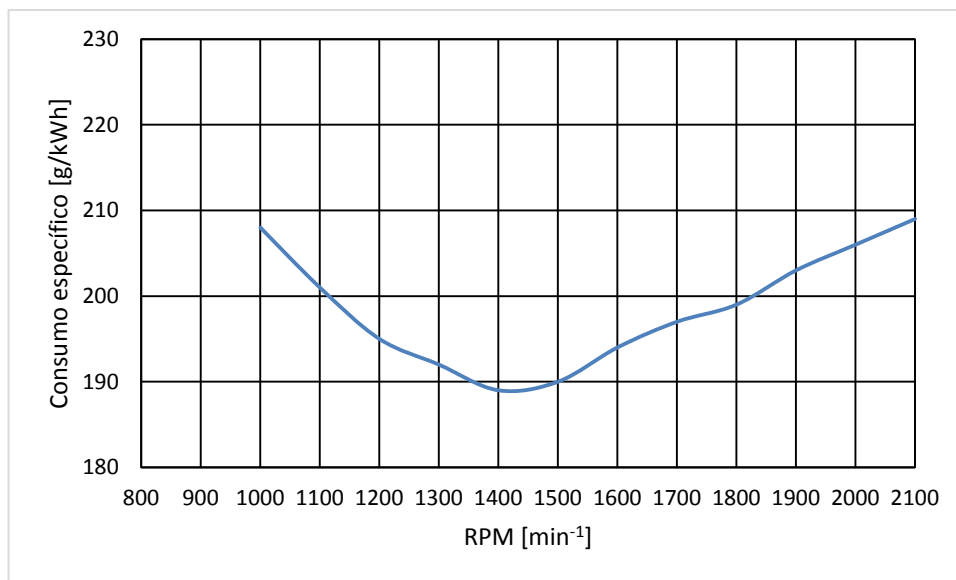


Graficando ml/cilindro contra revoluciones por minuto para la posición final del acelerador (carga máxima), se obtiene la siguiente gráfica:



Gráfica 3.1. Posición final del acelerador (carga máxima). Elaboración propia.

Comparando contra las curvas de desempeño del motor, se puede observar que se comportan de manera muy similar. De 1000 a 1400 RPM el consumo específico de combustible se hace cada vez menor, y al llegar a 1500 existe una pequeña estabilización.



Gráfica 3.2. Curva de desempeño del motor:  
Consumo específico vs RPM (MegaTech)

### **3.2. Inyección del Gas de Síntesis en el motor**

Para realizar la inyección del gas de síntesis en el motor existen varios métodos, diseñados principalmente para motores duales que funcionan con gas LP o gas natural y gasolina o diésel. A continuación, se explicarán los mecanismos más comúnmente utilizados para mezclar aire y gas e introducirlos en los cilindros del motor.

González (2003) explica la definición de los motores duales y los mecanismos mezcladores para introducir gas de síntesis en motores diésel:

#### **“Motores Duales**

También llamados motores mixtos, o motores biocombustibles. Estos motores al igual que los motores diésel de gas se desarrollaron a partir del motor diésel convencional durante la segunda guerra mundial en los Estados Unidos por la disponibilidad de grandes cantidades de gas natural a muy bajo precio. En estos motores, la mezcla de gas y aire se comprime hasta una presión propia de motores diésel y el autoencendido (pre encendido y detonación) se evita utilizando mezclas pobres, cuya composición está por debajo de los límites de explosión. Y por lo tanto, la potencia generada en un motor dual está limitada por la tendencia a la detonación del combustible gaseoso, que en la mayoría de los casos es igual o ligeramente mayor que la generada en un motor diésel convencional.

A medida que la mezcla se hace más pobre, la velocidad de propagación de la llama disminuye, llegando hasta límites donde la llama se extingue, por esta razón, para asegurar la continuidad de la propagación de la llama, se hace necesario encender la mezcla en varias regiones a la vez. Esta es la gran ventaja de los motores duales, pues al inyectar una pequeña cantidad piloto de aceite combustible sobre la mezcla pobre a alta presión y temperatura, se forma una especie de niebla, que genera, a través de toda la mezcla, muchos puntos de encendido a la vez.

Los motores duales se diferencian de los motores diésel convencionales en el sistema de regulación de mezcla, en el sistema de regulación de caudal de aire para funcionamiento a carga parcial, sistema de inyección de combustible auxiliar y sistema de gobierno.

#### **Regulación de mezcla de combustibles en los motores**

La potencia desarrollada junto a la economía y la seguridad del funcionamiento de un motor a gas dependen de las proporciones de la mezcla aire combustible y de la cantidad de mezcla que entra al cilindro en la carrera de admisión, factores que son controlados por el sistema de regulación del motor, el cual actúa sobre el sistema de admisión de gas y de aire que dosifica el contenido de cada uno en la mezcla y regula la cantidad de mezcla admitida.

Para tener un adecuado desempeño del motor, adicionalmente, es importante garantizar la homogeneidad de la mezcla pues si alguna parte es más rica que la media, puede producirse auto-inflamación en sus dos formas: detonación o pre-encendido, pudiendo causar daños graves en el motor. Para garantizar esta homogeneización de la mezcla, en algunos casos es deseable provocar turbulencia en el mezclador, para ayudar al mecanismo normal de mezcla, llamado difusión molecular, que es muy lento.

Se tiene básicamente 2 sistemas de regulación:

- Regulación del llenado del cilindro o también llamada regulación de cantidad
- Regulación de la composición de la mezcla llamada también regulación de calidad.

En la regulación del llenado se varía la cantidad de mezcla admitida, pero permanece constante la relación aire/combustible como en los motores convencionales de gasolina.

En la regulación de la composición de la mezcla la cantidad de flujo admitido permanece constante pero se varía la relación aire/combustible como en los motores diésel, en donde se varía la cantidad de combustible inyectado manteniendo fija la cantidad de aire admitida. Los motores de gas normalmente trabajan con los dos sistemas de regulación y existen principalmente las siguientes 4 configuraciones:

1. El aire y el gas se suministran al cilindro por separado (Figura 3.1). La concurrencia y la mezcla tienen lugar en el mismo cilindro, la regulación de la mezcla y el llenado se efectúan por medio de válvulas de mariposa en los conductos del gas y aire, movidas por el regulador, o bien por medio de la variación de la carrera de ambas válvulas de admisión.

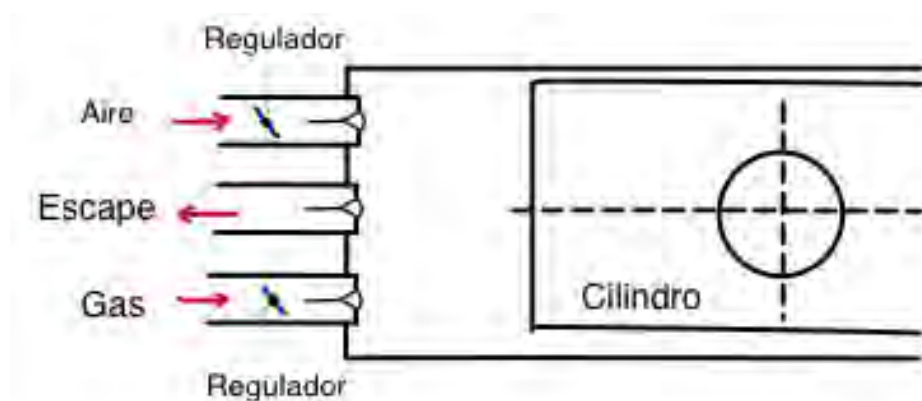


Figura 3.1. Configuración de regulación 1. (González, 2003)

Por ejemplo, en los motores duales de dos tiempos y aspiración normal, y en los motores duales de cuatro tiempos sobrealimentados, para evitar que se arrastre gas sin quemar durante el barrido realizado al final de la carrera de escape, el combustible gaseoso es admitido directamente a cada cilindro a través de válvulas sincronizadas que no abren hasta el cierre de las válvulas o lumbreras de escape. Estas válvulas sincronizadas de gas pueden estar o no montadas sobre la válvula de admisión de aire, como se observa en la Figura 3.2.

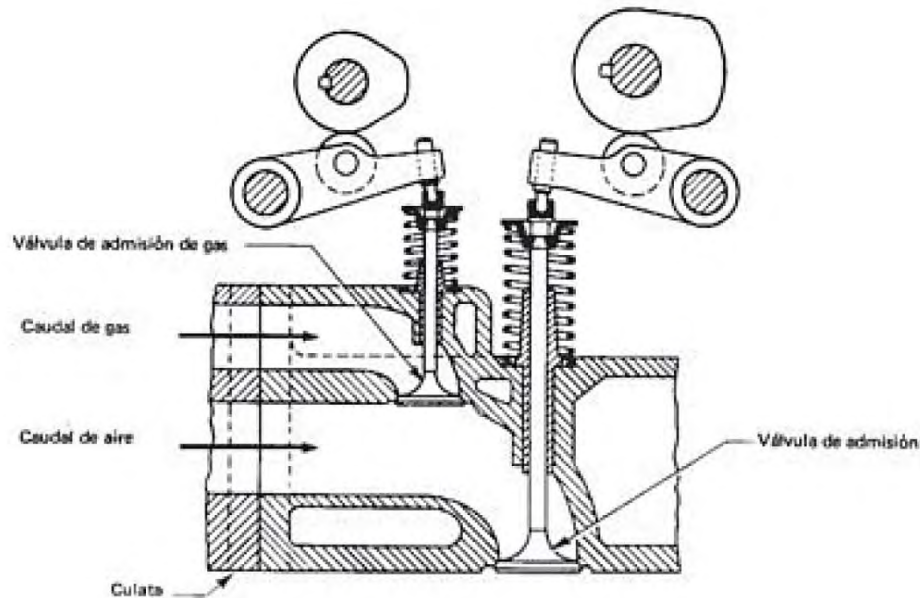


Figura 3.2. Sistema de admisión con válvula de gas independiente (González, 2003).

2. El aire y el gas se reúnen en una cámara de mezcla y penetran en el cilindro por una válvula de admisión única (Figura 3.3). Se gradúa la relación de aire con el gas de la mezcla por medio de válvulas situadas en las tuberías que conducen el aire y el gas a la cámara de mezcla. La variación del llenado del cilindro se realiza por medio de una válvula de mariposa situada en el conducto que comunica la cámara de mezcla con el cilindro y que es accionada por el regulador.

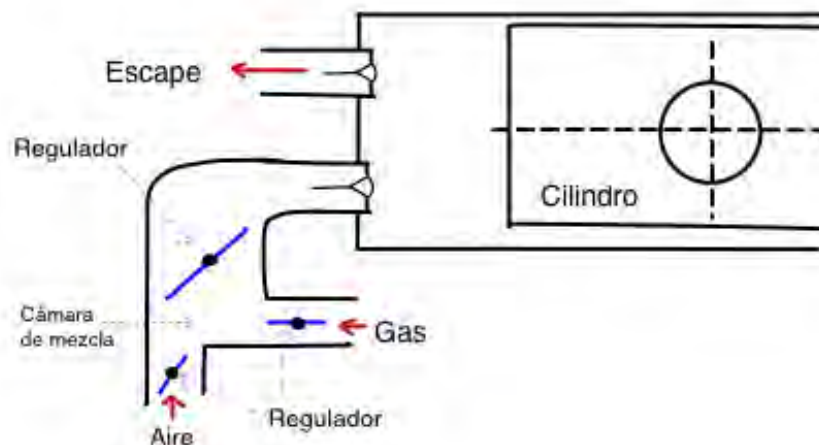


Figura 3.3. Configuración de regulación 2 (González, 2003).

3. El aire y el gas se reúnen en una cámara de mezcla y penetran en el cilindro por una válvula de admisión única (Figura 3.4). La variación del llenado del cilindro se efectúa variando la carrera de la válvula de admisión y la composición de la mezcla se gradúa por medio de una válvula para el gas, solidaria a la válvula de admisión.

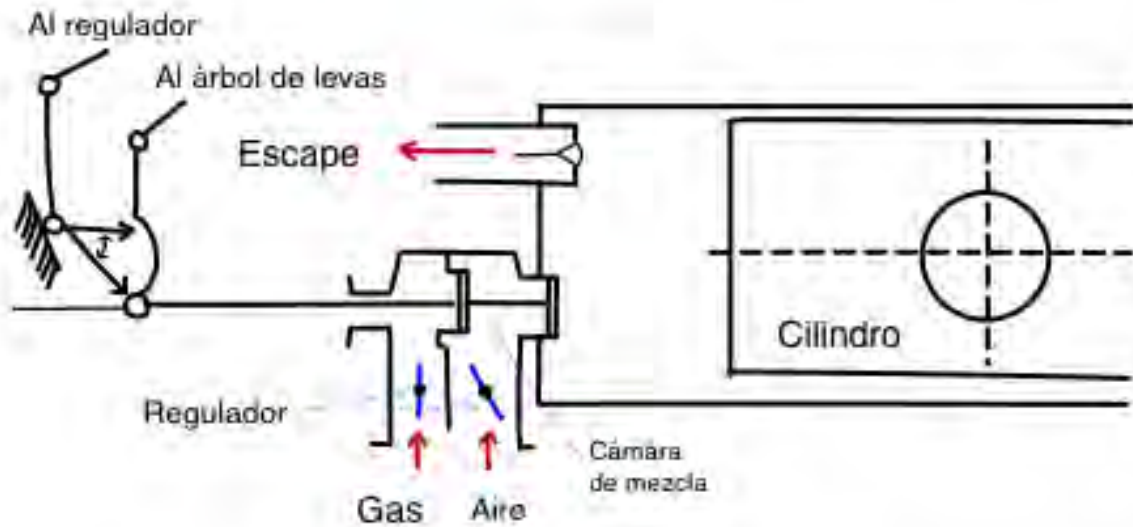


Figura 3.4. Configuración de regulación 3 (González, 2003).

Por ejemplo, en algunos motores de cuatro tiempos sobrealimentados, el caudal de gas está regulado por un collarín montado en la cola de la válvula de admisión (Figura 3.5), donde las levas de admisión se conforman de manera que al principio abran la válvula para dejar pasar aire únicamente y posteriormente hacer que ésta se abra más para dejar entrar gas además de aire.

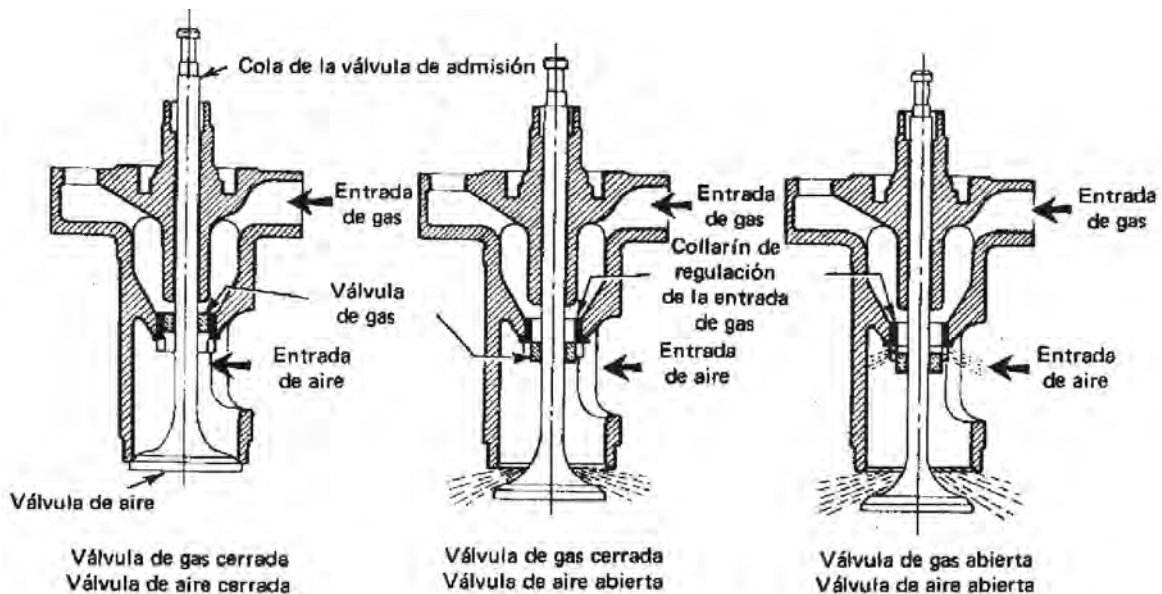


Figura 3.5. Válvula de sincronización de gas solidaria a la válvula de admisión (González, 2003).

4. El aire y el gas se reúnen en una cámara de mezcla y penetran en el cilindro por una válvula de admisión única (Figura 3.6). La relación de la mezcla y el llenado se regulan por medio de válvulas de mariposa colocadas en las tuberías que conducen a la cámara de mezcla y que son accionadas por el regulador.

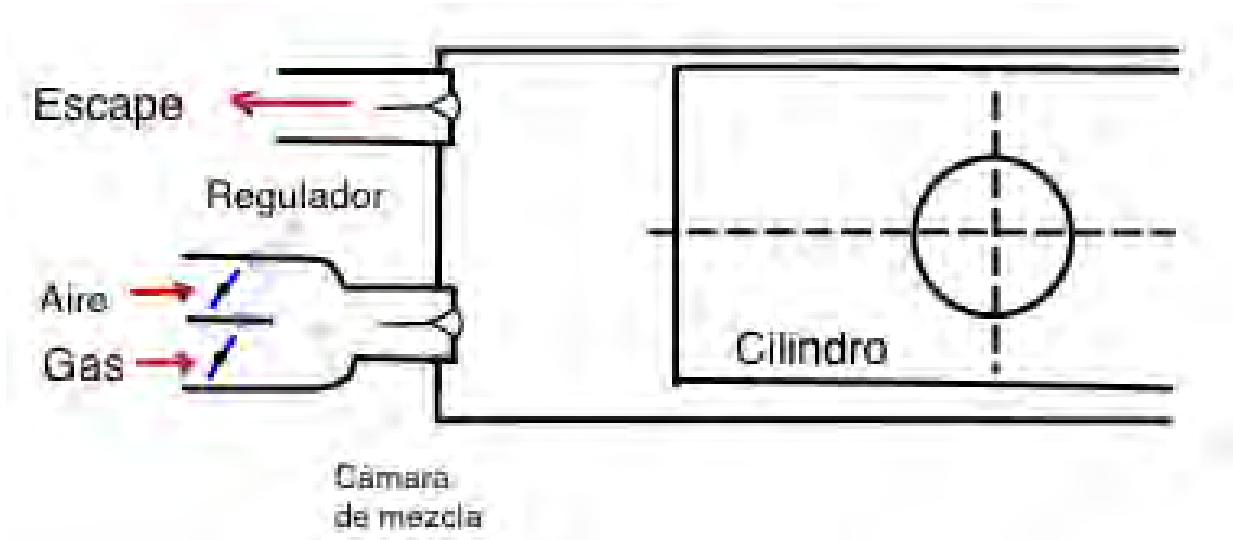


Figura 3.6. Configuración de regulación 4 (González, 2003).

Esta es quizás la configuración de regulación más sencilla si se piensa en convertir motores convencionales a motores a gas, puesto que solo se requiere instalar una tobera para admisión del gas situada en el colector de admisión o aguas arriba de la válvula de admisión de cada uno de los cilindros (Figura 3.7). De esta forma no se requiere modificar la válvula de admisión ni la culata.

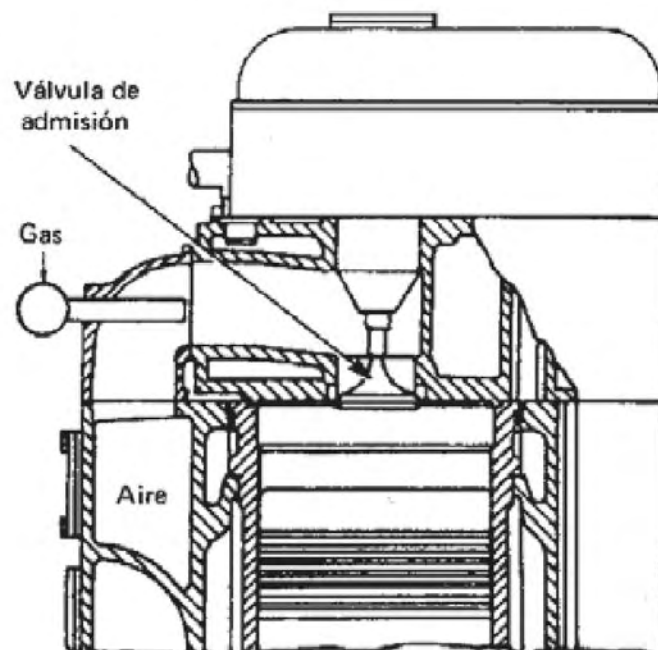


Figura 3.7. Admisión de gas por tobera en colector de admisión (González, 2003).

La mezcla se regula por medio de válvulas de mariposa situadas en las tuberías que conducen el gas y aire hacia el colector de admisión. Adicionalmente se puede usar una válvula de retención en la línea de gas justo antes de la tobera, con el fin de permitir la salida de gas sólo durante la carrera de admisión.”

Para este proyecto en particular se utilizará el kit de conversión D-GID GPL de la empresa AUTOGAS ITALIA, que es un sistema dual fuel que alimentará el motor con una mezcla de gas y diésel.

Este sistema funciona con una amplia gama de gases, incluyendo Gas GNC natural (metano), GNL (gas natural licuado, criogénico), GLP, Bio-Gas, Syngas, Hidrometano.

Más información acerca de dónde es posible comprar el sistema se encuentra en la referencia 1 al final de la tesis.

### 3.3. Análisis del proceso de combustión de diferentes mezclas de Diésel y Gas de Síntesis proveniente de la Biomasa

La masa de combustible,  $m_e$ , que requiere un cilindro del motor por cada ciclo de inyección (una cada dos revoluciones en el caso de los motores de 4 tiempos) se calcula usando la siguiente ecuación:

$$m_e = \frac{W_m * b_e * 33.33}{RPM * N_{cilindros}} \quad \left[ \frac{mg}{ciclo} \right] \quad (44)$$

Donde:

$W_m$  = potencia del motor [kW]

$b_e$  = consumo específico de combustible del motor [g/kW h]

$RPM$  = velocidad de giro del motor [rev/min]

$N_{cilindros}$  = número de cilindros del motor

El volumen correspondiente (cantidad de combustible inyectado),  $V_{Inyectado}$ , medido en  $mm^3/carrera$  o  $mm^3/ciclo$  de inyección se calcula con la ecuación:

$$V_{Inyectado} = \frac{W_m * b_e * 1000}{30 * RPM * N_{cilindros} * \rho_{Diesel}} \quad \left[ \frac{mm^3}{ciclo} \right] \quad (45)$$

Donde:

$\rho_{Diesel}$  = es la densidad del combustible en  $g/cm^3$ , que depende de la temperatura.

La potencia del motor, asumiendo que el rendimiento es constante ( $\eta_{Diesel} \approx 1/b_e$ ) es directamente proporcional a la cantidad de combustible inyectado.

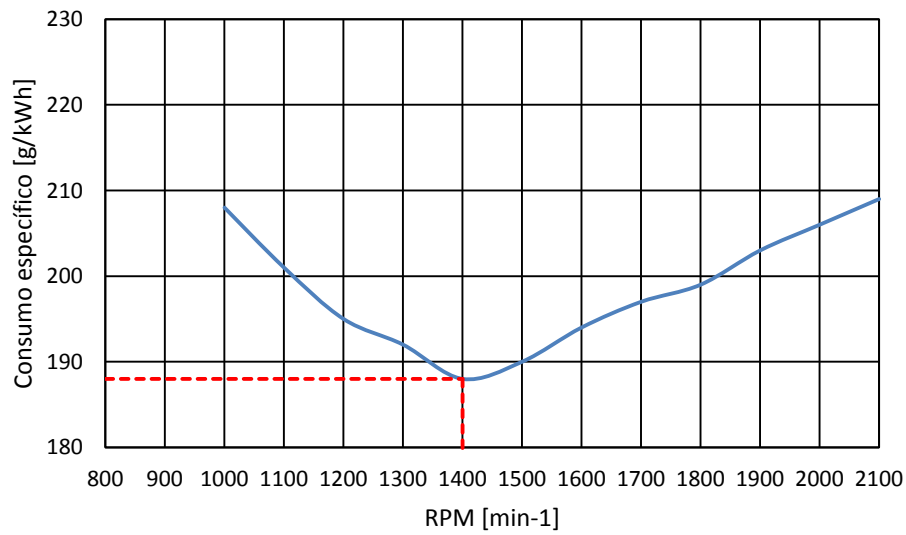
La masa de combustible inyectado depende de los siguientes parámetros:

- Dosificación de combustible a través de la sección de la tobera del inyector
- Duración de la inyección
- La variación temporal de la diferencia entre la presión de inyección y la presión en la cámara de combustión
- La densidad del combustible

“La desviación entre la cantidad de combustible de referencia programada en el mapa y la cantidad real inyectada, influye directamente sobre el rendimiento y las emisiones contaminantes” (Reif, 2014).

Debido a la naturaleza del proyecto, se requiere que el motor trabaje con el menor consumo específico de combustible posible. Esto es, según las curvas de desempeño del motor, a 1400 RPM. Asimismo, a 1400 RPM, se obtendrán los valores de potencia y par de torsión correspondientes.

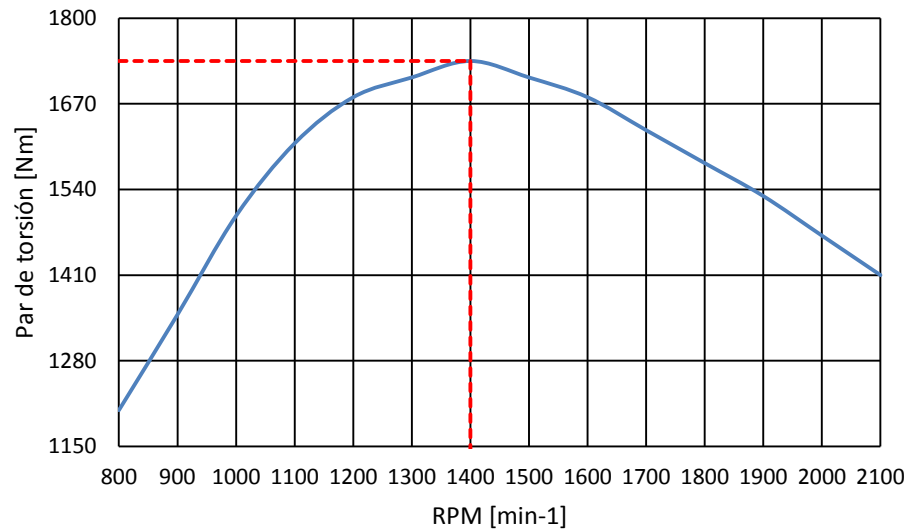




Consumo específico:

188 [g/kWh]

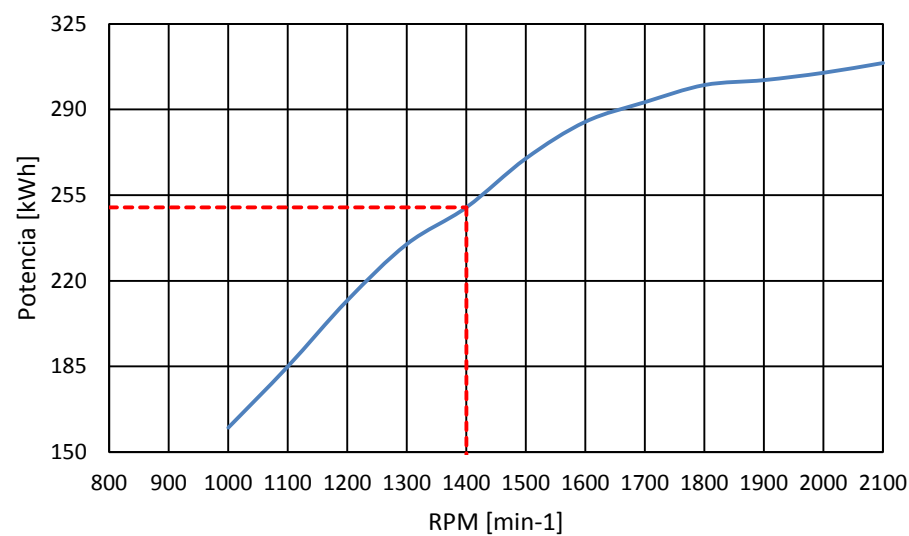
Gráfica 3.3. Consumo específico a 1400 RPM (MegaTech)



Par de torsión:

1735 [Nm]

Gráfica 3.4. Par de torsión a 1400 RPM (MegaTech)



Potencia:

250 [kW]

Gráfica 3.5. Potencia a 1400 RPM (MegaTech)

Para este proyecto, la masa de combustible requerida por cada cilindro sería:

$$m_e = \frac{W_m * b_e * 33.33}{RPM * N_{cilindros}} \left[ \frac{mg}{ciclo} \right]$$

Donde:

$$W_m = 250 \text{ [kW]}$$

$$b_e = 188 \text{ [g/kW h]}$$

$$RPM = 1400 \text{ [rev/min]}$$

$$N_{cilindros} = 6 \text{ cilindros}$$

$$m_e = \frac{250 \text{ [kW]} * 188 \left[ \frac{g}{kW * h} \right]}{1400 \left[ \frac{rev}{min} \right] * 6}$$

$$m_e = 5.59524 \left[ \frac{g * min}{h * rev} \right]$$

Haciendo las conversiones necesarias:

$$m_e = 5.59524 \left[ \frac{g * min}{h * rev} \right] * \frac{1 \text{ [h]}}{60 \text{ [min]}} * \frac{2 \text{ [rev]}}{1 \text{ [ciclo]}} * \frac{1000 \text{ [mg]}}{1 \text{ [g]}}$$

$$m_e = 186.508 \left[ \frac{mg}{ciclo} \right]$$

El volumen correspondiente sería:

$$V_{inyectado} = \frac{W_m * b_e * 1000}{30 * RPM * N_{cilindros} * \rho_{Diesel}} \left[ \frac{mm^3}{ciclo} \right]$$

Donde:

$$W_m = 250 \text{ [kW]}$$

$$b_e = 188 \text{ [g/kW h]}$$

$$RPM = 1400 \text{ [rev/min]}$$

$$N_{cilindros} = 6 \text{ cilindros}$$

$$\rho_{Diesel} = 0.832 \text{ [g/cm}^3\text{]}$$

$$V_{inyectado} = \frac{250 \text{ [kW]} * 188 \left[ \frac{g}{kW * h} \right]}{1400 \left[ \frac{rev}{min} \right] * 6 * 0.832 \left[ \frac{g}{cm^3} \right]}$$

$$V_{inyectado} = 6.72505 \left[ \frac{cm^3 * min}{h * rev} \right]$$

Haciendo las conversiones necesarias:

$$V_{Inyectado} = 6.72505 \left[ \frac{cm^3 * min}{h * rev} \right] * \frac{1 [h]}{60 [min]} * \frac{2 [rev]}{[ciclo]} * \frac{1000 [mm^3]}{1 [cm^3]}$$

$$V_{Inyectado} = 224.168 \left[ \frac{mm^3}{ciclo} \right]$$

Por otro lado, el volumen máximo que se puede introducir en cada cilindro del motor se calcula de la siguiente manera:

$$V_{cilindro} = \frac{\pi D^2}{4} * H$$

Donde:

$$D = 128 [mm]$$

$$H = 155 [mm]$$

$$V_{cilindro} = \frac{\pi (128 mm)^2}{4} * 155 [mm]$$

$$V_{cilindro} = 1.9945 \times 10^6 [mm^3]$$

Se requiere también conocer el volumen del cilindro en el PMS del cilindro. Este valor se obtiene mediante la fórmula:

$$r = \frac{V_{cilindro} + V_{PMS}}{V_{PMS}} \quad (46)$$

Donde:

$$r = 17.25$$

$$V_{cilindro} = 1.9945 \times 10^6 [mm^3]$$

Por lo tanto:

$$17.25 = \frac{1.9945 \times 10^6 [mm^3] + V_{PMS}}{V_{PMS}}$$

$$V_{PMS} = 122.741 \times 10^3 [mm^3]$$

$$V_{PMI} = 2.117 \times 10^6 [mm^3]$$

De la misma manera, la capacidad máxima de cada inyector de la bomba se calcula de la siguiente manera:

$$V_{inyector} = \frac{\pi D^2}{4} * H \quad (47)$$

Donde:

$$D = 12 \text{ [mm]}$$

$$H = 8 \text{ [mm]}$$

$$V_{inyector} = \frac{\pi (12 \text{ mm})^2}{4} * 8 \text{ [mm]}$$

$$V_{inyector} = 904.779 \text{ [mm}^3\text{]}$$

Para una inyección en un cilindro, la cantidad de diésel a inyectar es de 224.168 [mm<sup>3</sup>]. Esto significa que, del volumen total del cilindro (1.9945×10<sup>6</sup> [mm<sup>3</sup>]), después de la inyección quedan 1.9943×10<sup>6</sup> [mm<sup>3</sup>] disponibles, los cuales se llenarán con aire.

$$V_{Cilindro} = 1.9945 \times 10^6 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$V_{Inyectado} = 224.168 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$V_{aire} = 1.9943 \times 10^6 \text{ [mm}^3\text{]}$$

### 3.4. Conclusión de capítulo

En este capítulo se encuentran los valores teóricos y prácticos de este proyecto. Se concluye que la bomba de inyección se encuentra en muy buenas condiciones ya que su funcionamiento coincide con las curvas de desempeño del motor. Asimismo, la cantidad de combustible que se inyectará al motor es similar a la cantidad "ideal", obtenida de manera teórica.

## CAPÍTULO 4

### 4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Como es bien sabido, en muchos casos los resultados experimentales son muy diferentes a los resultados teóricos. En este capítulo se resolverán los ciclos Diésel y de Sabathé con los datos obtenidos experimentalmente y se compararán con los resultados teóricos.

#### 4.1. Ciclo Diésel

Teóricamente, la cantidad de combustible que se inyecta en cada ciclo de inyección es de:

$$186.508 \left[ \frac{mg}{ciclo} \right]$$

En el laboratorio Diésel Canchola, la cantidad de diésel inyectada a 1400 RPM y a 100 ciclos de inyección fue, en promedio, de 21 cm<sup>3</sup>.

Haciendo las operaciones correspondientes:

$$\frac{21 [cm^3]}{100 [ciclos]} * 0.832 \left[ \frac{g}{cm^3} \right] * \frac{1000 [mg]}{1[g]}$$

$$174.72 \left[ \frac{mg}{ciclo} \right]$$

Considerando que el equipo se donó a la Universidad por haber cumplido con su vida útil y que el resultado experimental representa el 93.67% del valor teórico, se puede concluir que los resultados son aceptables para poder resolver el ciclo diésel.

La eficiencia teórica del motor, calculada a partir de las curvas de desempeño del motor y de la cantidad de diésel teórica inyectada en cada cilindro, se calcula de la siguiente manera:

$$\eta_{motor} = \frac{W_{curvas\ de\ desempeño}}{Q_{teórico\ suministrado}} = \frac{\frac{250}{6} [kW]}{93.78 [kW]}$$

$$\eta_{motor} = 44.43 \%$$

Esta eficiencia no considera al motor como un ciclo diésel, sino como una "máquina térmica", por lo que para calcular la eficiencia del ciclo diésel es necesario resolver las cuatro fases que lo componen.

De los resultados obtenidos en las pruebas realizadas a la bomba, se obtiene que la cantidad de combustible inyectado en cada cilindro por ciclo de inyección es:

$$Q_{sum} = m_{diesel\ experimental} * PCD$$

$$Q_{sum} = 174.72 \times 10^{-6} \left[ \frac{kg}{ciclo} \right] * 43100 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

$$Q_{sum} = 7.53 \left[ \frac{kJ}{ciclo} \right]$$

Los valores de  $C_v$ ,  $C_p$ ,  $K$  y  $R_{aire}$  se obtuvieron del libro Termodinámica (Yunus & Michael, 2006). Algunos de los datos necesarios para resolver el ciclo diésel se encuentran resumidos en la siguiente tabla:

<b><math>c_v</math> @293 K [kJ/kg]</b>	0.718
<b><math>c_p</math> @293 K [kJ/kg]</b>	1.005
<b><math>k</math> @293 K</b>	1.4
<b><math>c_v</math> @915 K [kJ/kg]</b>	0.837
<b><math>c_p</math> @ 915 K [kJ/kg]</b>	1.124
<b><math>k</math> @915 K</b>	1.34
<b>R aire [kJ/kg K]</b>	0.287
<b>Relación de compresión [r]</b>	17.25
<b>Potencia del motor [kW]</b>	250
<b>Potencia por cilindro [kW]</b>	41.67
<b>Consumo Específico [g/kW h]</b>	188
<b>RPM</b>	1400
<b># cilindros</b>	6
<b>Volumen del cilindro [m<sup>3</sup>]</b>	1.99E-03
<b>Poder Calorífico Diésel (PCD) [kJ/kg]</b>	43100
<b>ciclos/min</b>	700

Tabla 4.1. Algunos datos necesarios para resolver el ciclo Diésel. Elaboración propia.

Para la fase 1 del ciclo diésel se tienen los siguientes datos, obtenidos con ayuda del software CATT 3 (Computer-Aided Thermodynamic Tables 3):

$T_1$ [K]	293
$v_1$ [m <sup>3</sup> ]	1.99E-03
$P_1$ [kPa]	150
$m_1$ [kg]	3.56E-03

Tabla 4.2. Datos de la fase 1 del ciclo diésel. Elaboración propia.

### Compresión adiabática 1 → 2

Para obtener la temperatura dos, se tiene que:

$$T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1}$$

Si se toma en cuenta la relación de compresión, la ecuación se puede reescribir como:

$$r = \frac{v_1}{v_2} \Rightarrow T_2 = T_1 * r^{k-1}$$

Sustituyendo valores:

$$T_2 = (293 \text{ K}) * (17.25)^{1.4-1}$$

$$\mathbf{T_2 = 915.34 [K]}$$

Para hallar la presión dos, se usará la ley de gas ideal:

$$P_2 = n R_u \frac{T_2}{v_2} = \frac{P_1 v_1 T_2}{T_1 v_2} = P_1 r^k$$

$$P_2 = (150 \text{ kPa}) * (17.25)^{1.4}$$

$$\mathbf{P_2 = 8083.44 [kPa]}$$

El volumen dos se obtiene mediante la relación de compresión:

$$r = \frac{v_1}{v_2} \Rightarrow v_2 = \frac{v_1}{r}$$

$$v_2 = \frac{(1.99 \times 10^{-3} \text{ m}^3)}{17.25}$$

$$\mathbf{v_2 = 1.16 \times 10^{-4} [m^3]}$$

La masa dos se puede calcular utilizando la ley de gas ideal:

$$m_2 = \frac{P_2 v_2}{R_{aire} T_2} = \frac{(8083.44 \text{ kPa})(1.16 \times 10^{-4} \text{ m}^3)}{\left(0.287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}\right)(915.34 \text{ K})}$$

$$m_2 = 3.56 \times 10^{-3} \text{ [kg]}$$

La entalpía y la energía interna en la fase dos se calcularon por medio del software CATT 3:

$$h_2 = 950.5 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$u_2 = 687.7 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Al ser un proceso isoentrópico,  $s_1 = s_2$ :

$$s_1 = s_2 = 6.73 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$$

### Expansión isóbara 2 → 3

$$P_2 = P_3 = 8083.44 \text{ [kPa]}$$

Para obtener la temperatura 3, se tiene la siguiente ecuación:

$$Q_{sum} = \dot{m} c_p (T_3 - T_2)$$

Donde:

$$\dot{m} = \frac{(150 \text{ kPa})(1.99 \times 10^{-3} \text{ m}^3)}{\left(0.287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}\right)(273 \text{ K})} * 700 \frac{\text{ciclos}}{\text{min}}$$

$$\dot{m} = 2.49 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{min}} \right]$$

Despejando  $T_3$ :

$$T_3 = \frac{Q_{sum}}{c_{P@915K} * \dot{m}} + T_2$$



Donde:

$$Q_{sum\ diesel} = 7.53 [kJ]$$

$$\dot{m} = 2.49 \left[ \frac{kg}{min} \right]$$

$$T_3 = \frac{(7.53\ kJ)}{(1.124\ \frac{kJ}{kg\ K})(2.49\ \frac{kg}{min})} + 915.34\ K$$

$$\mathbf{T_3 = 2798.43 [K]}$$

El volumen tres se obtiene por ley de gas ideal (ley de Charles en este caso):

$$v_3 = \frac{v_2}{T_2} * T_3 = \frac{(1.16 \times 10^{-4}\ m^3)}{(915.34\ K)} * 2798.43\ K$$

$$\mathbf{v_3 = 3.53 \times 10^{-4} [m^3]}$$

La masa tres se puede calcular utilizando la ley de gas ideal:

$$m_3 = \frac{P_3 v_3}{R_{aire} T_3} = \frac{(8083.44\ kPa)(3.53 \times 10^{-4}\ m^3)}{(0.287\ \frac{kJ}{kg\ K})(2798.43\ K)}$$

$$\mathbf{m_3 = 3.56 \times 10^{-3} [kg]}$$

La entalpía, la entropía y la energía interna para la fase tres se calcularon por medio del software CATT 3:

$$\mathbf{h_3 = 3265 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]}$$

$$\mathbf{u_3 = 2462 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]}$$

$$\mathbf{s_3 = 8.131 \left[ \frac{kJ}{kg\ K} \right]}$$

**Expansión adiabática 3 → 4**

$$v_1 = v_4 = 1.99 \times 10^{-3} [\text{m}^3]$$

Para la temperatura cuatro:

$$T_4 = T_3 \left( \frac{v_3}{v_4} \right)^{K-1} = (2798.43\text{K}) \left( \frac{3.53 \times 10^{-4}}{1.99 \times 10^{-3}} \right)^{1.4-1}$$

$$T_4 = 1400.65 [\text{K}]$$

Para la presión cuatro:

$$P_4 = n R_u \frac{T_4}{v_4} = \frac{P_1 v_1 R_u T_4}{T_1 R_u v_4} = P_1 \frac{T_4}{T_1}$$

$$P_4 = (150 \text{ kPa}) \left( \frac{1400.65}{293} \right)$$

$$P_4 = 717.06 [\text{kPa}]$$

La masa cuatro se puede calcular utilizando la ley de gas ideal:

$$m_4 = \frac{P_4 v_4}{R_{\text{aire}} T_4} = \frac{(717.06 \text{ kPa})(1.99 \times 10^{-3} \text{ m}^3)}{\left(0.287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}\right)(1400.65 \text{ K})}$$

$$m_4 = 3.56 \times 10^{-3} [\text{kg}]$$

La entalpía y la energía interna en la fase cuatro se calcularon por medio del software CATT 3:

$$h_4 = 1517 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$u_4 = 1114 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Al ser un proceso isoentrópico,  $s_3 = s_4$ :

$$s_3 = s_4 = 8.131 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$$

Los resultados del ciclo diésel se encuentran resumidos en la tabla 4.3.

	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>
<b>T [K]</b>	293	915.34	2798.43	1400.65
<b>v [m<sup>3</sup>]</b>	1.99E-03	1.16E-04	3.53E-04	1.99E-03
<b>P [kPa]</b>	150	8083.44	8083.44	717.06
<b>m [kg]</b>	3.56E-03	3.56E-03	3.56E-03	3.56E-03
<b>h [kJ/kg]</b>	293.6	950.5	3265	1517
<b>s [kJ/kg K]</b>	6.73	6.73	8.131	8.131
<b>u [kJ/kg]</b>	209.4	687.7	2462	1114

Tabla 4.3. Resultados del ciclo diésel experimental. Elaboración propia.

Para calcular la eficiencia del ciclo es necesario calcular el trabajo:

$$\dot{Q}_{sum} = \frac{\left(7.53 \frac{kJ}{ciclo} * 700 \frac{ciclos}{min}\right)}{2.49 \frac{kg}{min}}$$

$$\dot{Q}_{sum} = 2116.59 \left[\frac{kJ}{kg}\right] = 87.86 [kW]$$

$$\dot{Q}_{rech\ diesel} = c_{v@915K} * (T_1 - T_4)$$

$$\dot{Q}_{rech\ diesel} = 0.837 * (293 - 1400.65)$$

$$\dot{Q}_{rech\ diesel} = -927.11 \left[\frac{kJ}{kg}\right] = -38.48 [kW]$$

$$\dot{W}_{diesel} = \dot{Q}_{sum} + \dot{Q}_{rech\ diesel} = 87.86 - 38.48$$

$$\dot{W}_{diesel} = 49.37 [kW]$$

La eficiencia del ciclo es:

$$\eta_{diesel} = \frac{\dot{W}_{diesel}}{\dot{Q}_{sum}} = \frac{49.37}{87.86}$$

$$\eta_{diesel} = 56.20 \%$$

La relación de combustión  $r_c = \left(\frac{v_3}{v_2}\right)$  es un parámetro sumamente importante en el ciclo diésel ya que si éste aumenta, aumenta también el trabajo realizado durante el ciclo. Si  $r_c$  es muy pequeña, habrá poco trabajo y si es muy grande, el ciclo estará desproporcionado. Para calcularlo se parte del calor rechazado:

$$Q_{rech\ diesel} = c_{v@915\ K}(T_4 - T_1)$$

Se sabe que:

$$T_4 = r_c^k T_1$$

Sustituyendo:

$$Q_{rech\ diesel} = c_{v@915\ K}(r_c^k T_1 - T_1) \rightarrow Q_{rech\ diesel} = T_1 * c_{v@915\ K}(r_c^k - 1)$$

$$r_c^k = \frac{Q_{rech\ diesel}}{T_1 * c_{v@915\ K}} + 1$$

$$r_c = \sqrt[k]{\frac{Q_{rech\ diesel}}{T_1 * c_{v@915\ K}} + 1} \quad (48)$$

Asignando valores a la ecuación 48:

$$r_c = \sqrt[1.4]{\frac{\left(927.11 \frac{kJ}{kg}\right)}{(293\ K) \left(0.837 \frac{kJ}{kg\ K}\right)} + 1} = 3.06$$

El comportamiento de la relación de combustión calculado a partir de las

RPM	Consumo específico [g/kW h]	Q sum [kW]	Potencia por cilindro [kW]	Eficiencia	$r_c$
1000	208	92.97	26.67	28.68%	2.51
1100	201	94.43	30.83	32.65%	2.71
1200	195	96.24	35.33	36.72%	2.91
1300	192	96.96	39.17	40.40%	3.09
1400	188	93.78	41.67	44.43%	3.20
1500	190	95.54	45.00	47.10%	3.34
1600	194	96.53	47.50	49.21%	3.45
1700	197	94.85	48.83	51.48%	3.51
1800	199	92.65	50.00	53.97%	3.56
1900	203	90.14	50.33	55.84%	3.57
2000	206	87.76	50.83	57.92%	3.59
2100	209	85.91	51.50	59.95%	3.62

Tabla 4.4. Relación de combustión a diferentes RPM. Elaboración propia.

curvas de desempeño del motor se muestra en la tabla 4.4 (Pinedo Saavedra):

Los resultados experimentales comparados con los resultados teóricos se muestran en las siguientes tablas:

<b>Experimental</b>				
	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>
<b>T [K]</b>	293	915.34	2798.43	1400.65
<b>v [m<sup>3</sup>]</b>	1.99E-03	1.16E-04	3.53E-04	1.99E-03
<b>P [kPa]</b>	150	8083.44	8083.44	717.06
<b>m [kg]</b>	3.56E-03	3.56E-03	3.56E-03	3.56E-03
<b>h [kJ/kg]</b>	293.6	950.5	3265	1517
<b>s [kJ/kg K]</b>	6.73	6.73	8.131	7.964
<b>u [kJ/kg]</b>	209.4	687.7	2462	1114
<b>z<sub>c</sub></b>	1.00000986	1.00000986	1.00000986	1.00000986
<b>Teórico</b>				
	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>
<b>T [K]</b>	293	915.34	2925.48	1490.48
<b>v [m<sup>3</sup>]</b>	1.99E-03	1.16E-04	3.70E-04	1.99E-03
<b>P [kPa]</b>	150	8083.44	8083.44	763.04
<b>m [kg]</b>	3.56E-03	3.56E-03	3.56E-03	3.56E-03
<b>h [kJ/kg]</b>	293.6	950.5	3429	1624
<b>s [kJ/kg K]</b>	6.73	6.73	8.189	8.021
<b>u [kJ/kg]</b>	209.4	687.7	2589	1196
<b>z<sub>c</sub></b>	1.00000986	1.00000986	1.00000986	1.00000986

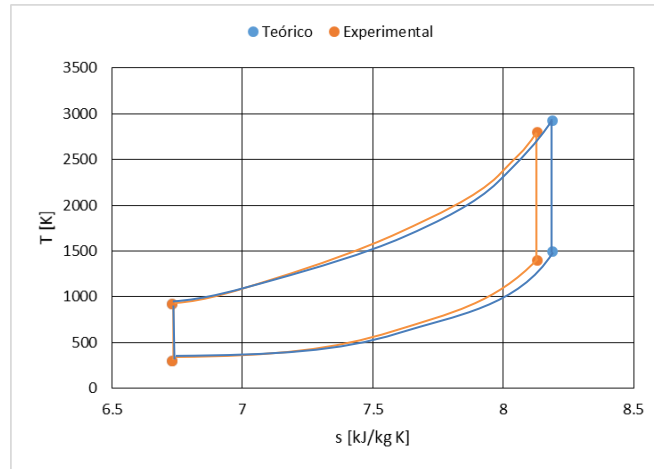
<b>Experimental</b>			
	<b>kJ/ciclo</b>	<b>kJ/kg</b>	<b>kW</b>
<b>Q sum diésel</b>	7.53	2116.59	87.86
<b>Q rech diésel</b>		-927.11	-38.48
<b>W diésel</b>		1189.48	49.37
<b>η diésel</b>	56.20		
<b>T3/T2</b>	3.06		
<b>v3/v2</b>	3.06		
<b>Rc</b>	3.06		
<b>Teórico</b>			
	<b>kJ/ciclo</b>	<b>kJ/kg</b>	<b>kW</b>
<b>Q suministrado</b>	8.04	2259.39	93.78
<b>Q rechazado</b>		-1002.29	-41.60
<b>W</b>		1257.10	52.18
<b>η teórica</b>	55.64		
<b>T3/T2</b>	3.20		
<b>v3/v2</b>	3.20		

Tabla 4.5. Comparación de resultados experimentales y teóricos del ciclo diésel. Elaboración propia.

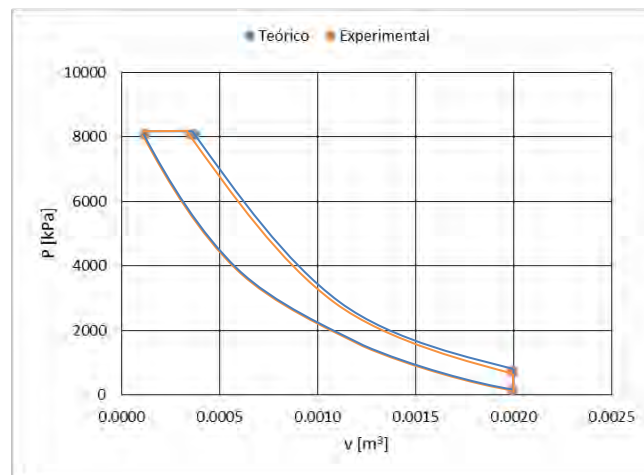
Rc

3.20

Las gráficas 4.1 y 4.2 muestran respectivamente los diagramas T-s y P-v del ciclo diésel real:



Gráfica 4.1. Diagrama T-s del ciclo diésel real. Elaboración propia.



Gráfica 4.2. Diagrama P-v del ciclo diésel real. Elaboración propia.

Estos diagramas muestran las diferencias que existen al resolver el ciclo diésel de manera teórica y de manera experimental. En la gráfica 4.2 se observa que el área bajo la curva del ciclo experimental es más pequeña que el ciclo real, lo que significa que el trabajo que se puede obtener es menor. Esto se debe a que a la hora de resolver el ciclo de manera teórica la cantidad de combustible es fija y constante, cosa que no ocurre de manera real.

## 4.2. Ciclo mixto o de Sabathé

En este proyecto las dos condiciones que se mantendrán constantes en el ciclo diésel y el ciclo de Sabathé son **la relación de compresión y la cantidad de calor suministrado**, ya que el motor es el mismo. Tomando esto en cuenta, es necesario hacer una comparación de los dos:

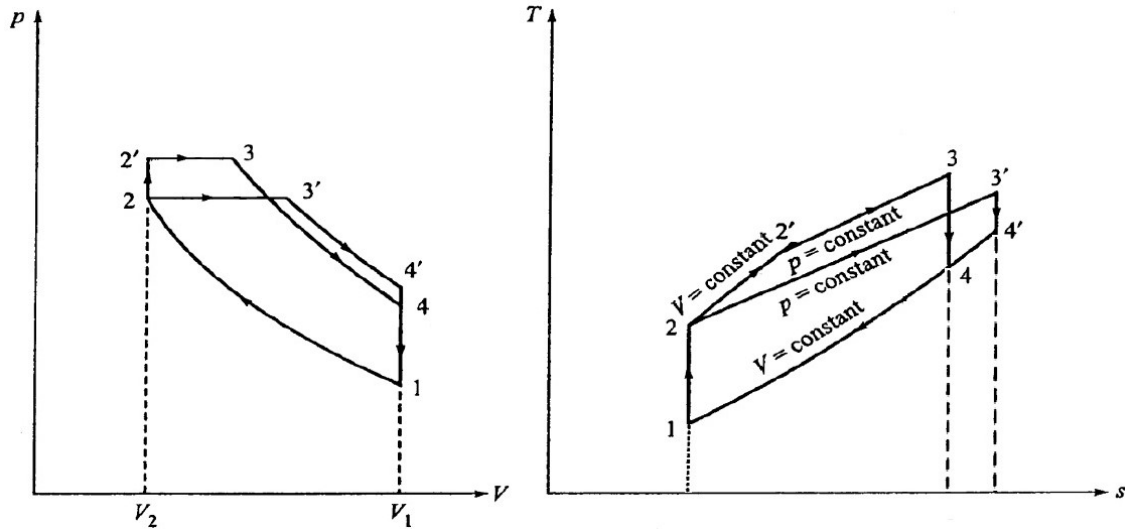


Figura 4.1. Comparación del ciclo Diésel y el ciclo de Sabathé. (Pinedo Saavedra)

Ciclo de Sabathé: 1-2-2'-3-4-1

Ciclo Diésel: 1-2-3'-4'-1

En los dos ciclos, la relación de compresión es la misma:

$$r_{diesel} = r_{sabathé} = r = \frac{v_1}{v_2}$$

Se considera además que el calor introducido en cada ciclo es el mismo:

$$Q_{diesel} = Q_{sabathé} = Q_{sum}$$

En el diagrama T-s se puede ver que:

$$Q_{rech\ sabathé} < Q_{rech\ diesel} \quad (49)$$

Y como  $\eta = 1 - \frac{Q_{sum}}{Q_{rech}}$ , entonces:

$$\eta_{sabathé} > \eta_{diesel} \quad (50)$$

Este ciclo se resolverá de manera parecida al ciclo diésel. Para la fase 1 del ciclo de Sabathé se tienen los siguientes datos, obtenidos con ayuda del software CATT 3:

<b>T<sub>1</sub> [K]</b>	293
<b>v<sub>1</sub> [m<sup>3</sup>]</b>	1.99E-03
<b>P<sub>1</sub> [kPa]</b>	150
<b>m<sub>1</sub> [kg]</b>	3.56E-03

Tabla 4.6. Datos de la fase 1 del ciclo de Sabathé. Elaboración propia.

### Compresión adiabática 1 → 2

Para obtener la temperatura dos, al igual que en el ciclo diésel, se sabe que:

$$T_2 = T_1 * r^{k-1}$$

$$T_2 = (293 \text{ K}) * (17.25)^{1.4-1}$$

$$\mathbf{T_2 = 915.34 [K]}$$

Para hallar la presión dos, se usará la ley de gas ideal:

$$P_2 = n R_u \frac{T_2}{v_2} = \frac{P_1 v_1 T_2}{T_1 v_2} = P_1 r^k$$

$$P_2 = (150 \text{ kPa}) * (17.25)^{1.4}$$

$$\mathbf{P_2 = 8083.44 [kPa]}$$

El volumen dos se obtiene mediante la relación de compresión:

$$r = \frac{v_1}{v_2} \Rightarrow v_2 = \frac{v_1}{r}$$

$$v_2 = \frac{(1.99 \times 10^{-3} \text{ m}^3)}{17.25}$$

$$\mathbf{v_2 = 1.16 \times 10^{-4} [m^3]}$$



La masa dos se puede calcular utilizando la ley de gas ideal:

$$m_2 = \frac{P_2 v_2}{R_{aire} T_2} = \frac{(8083.44 \text{ kPa})(1.16 \times 10^{-4} \text{ m}^3)}{\left(0.287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}\right)(915.34 \text{ K})}$$

$$m_2 = 3.56 \times 10^{-3} \text{ [kg]}$$

La entalpía y la energía interna en la fase dos se calcularon por medio del software CATT 3:

$$h_2 = 950.5 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$u_2 = 687.7 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Al ser un proceso isoentrópico,  $s_1 = s_2$ :

$$s_1 = s_2 = 6.73 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$$

### Aportación de calor a volumen constante 2 → 3

El calor suministrado total del proceso debe ser igual al calor suministrado en el ciclo diésel. Una de las diferencias entre el ciclo de Sabathé y el ciclo diésel es que en el ciclo de Sabathé una parte de ese calor se suministra a volumen constante y otra parte a presión constante.

$$\dot{Q}_{sum} = \dot{Q}_{sum \text{ vc}} + \dot{Q}_{sum \text{ Pc}}$$

$$\dot{Q}_{sum \text{ vc}} = c_{v @ 915 \text{ K}}(T_3 - T_2)$$

$$\dot{Q}_{sum \text{ Pc}} = c_{P @ 915 \text{ K}}(T_4 - T_3)$$

Para este proyecto el suministro de calor será de 1/3 del total para el suministro a volumen constante y de 2/3 para el suministro a presión constante.

$$\dot{Q}_{sum \text{ vc}} = \frac{1}{3} * 2116.59 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$\dot{Q}_{sum \text{ vc}} = 705.53 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Despejando  $T_3$ :

$$T_3 = \frac{Q_{sum\ vc}}{c_v @ 915K} + T_2 = \frac{\left(705.53 \frac{kJ}{kg}\right)}{\left(0.837 \frac{kJ}{kg\ K}\right)} + 915.34\ K$$

$$\mathbf{T_3 = 1758.27 [K]}$$

Al ser un proceso a volumen constante:

$$v_2 = v_3 = 1.16 \times 10^{-4} [m^3]$$

Asimismo, la presión en tres se calcula de la siguiente manera:

$$P_3 = \frac{T_3}{T_2} * P_2 = \left(\frac{1758.27\ K}{915.34\ K}\right) * 8083.44\ kPa$$

$$\mathbf{P_3 = 15527.37 [kPa]}$$

La masa en tres se puede calcular utilizando la ley de gas ideal:

$$m_3 = \frac{P_3 v_3}{R_{aire} T_3} = \frac{(15527.37\ kPa)(1.16 \times 10^{-4}\ m^3)}{\left(0.287 \frac{kJ}{kg\ K}\right)(1758.27\ K)}$$

$$\mathbf{m_3 = 3.56 \times 10^{-3} [kg]}$$

La entalpía, la entropía y la energía interna para la fase tres se calcularon por medio del software CATT 3:

$$\mathbf{h_3 = 1951 \left[\frac{kJ}{kg}\right]}$$

$$\mathbf{u_3 = 1447 \left[\frac{kJ}{kg}\right]}$$

$$\mathbf{s_3 = 7.358 \left[\frac{kJ}{kg\ K}\right]}$$

**Aportación de calor a presión constante 3 → 4**

$$\mathbf{P_3 = P_4 = 15527.37 [kPa]}$$

Para la temperatura cuatro:

$$\dot{Q}_{sum Pc} = c_{P @ 915 K} (T_4 - T_3)$$

$$\dot{Q}_{sum Pc} = \frac{2}{3} * 2116.59 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

$$\dot{Q}_{sum Pc} = 1411.06 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Despejando  $T_4$ :

$$T_4 = \frac{\dot{Q}_{sum Pc}}{c_{P @ 915 K}} + T_3 = \frac{\left( 1411.06 \frac{kJ}{kg} \right)}{\left( 1.124 \frac{kJ}{kg K} \right)} + 1758.27 K$$

$$T_4 = 3013.66 [K]$$

Por ser un proceso a presión constante:

$$v_4 = v_3 \frac{T_4}{T_3} = (1.16 \times 10^{-4} m^3) \left( \frac{3013.66 K}{1758.27 K} \right)$$

$$v_4 = 1.98 \times 10^{-4} [m^3]$$

La masa cuatro se puede calcular utilizando la ley de gas ideal:

$$m_4 = \frac{P_4 v_4}{R_{aire} T_4} = \frac{(15527.37 kPa)(1.98 \times 10^{-4} m^3)}{\left( 0.287 \frac{kJ}{kg K} \right) (3013.66 K)}$$

$$m_4 = 3.56 \times 10^{-3} [kg]$$

La entalpía, la entropía y la energía interna en la fase cuatro se calcularon por medio del software CATT 3:

$$h_4 = 3544 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

$$s_4 = 8.04 \left[ \frac{kJ}{kg K} \right]$$

$$u_4 = 2679 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

### Expansión adiabática 4 → 5

En el diagrama P-v del ciclo de Sabathé podemos ver que  $v_1 = v_5$ :

$$v_1 = v_5 = 1.99 \times 10^{-3} [m^3]$$

Para la temperatura en la fase 5:

$$T_5 = T_4 * \left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{k-1} = 3013.66 K \left(\frac{1.98 \times 10^{-4}}{1.99 \times 10^{-3}}\right)^{0.4}$$

$$T_5 = 1196.69 [K]$$

Para la presión en la fase 5:

$$P_5 = P_4 * \left(\frac{v_4}{v_5}\right)^k = 15527.37 kPa \left(\frac{1.98 \times 10^{-4}}{1.99 \times 10^{-3}}\right)^{1.4}$$

$$P_5 = 612.64 [kPa]$$

La masa 5 se puede calcular utilizando la ley de gas ideal:

$$m_5 = \frac{P_5 v_5}{R_{aire} T_5} = \frac{(612.64 kPa)(1.99 \times 10^{-3} m^3)}{\left(0.287 \frac{kJ}{kg K}\right)(1196.69 K)}$$

$$m_5 = 3.56 \times 10^{-3} [kg]$$

La entalpía y la energía interna en la fase 5 se calcularon por medio del software CATT 3:

$$h_5 = 1274 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$$

$$u_5 = 930.6 \left[\frac{kJ}{kg}\right]$$

Al ser un proceso isoentrópico,  $s_4 = s_5$ :

$$s_4 = s_5 = 8.04 \left[\frac{kJ}{kg K}\right]$$

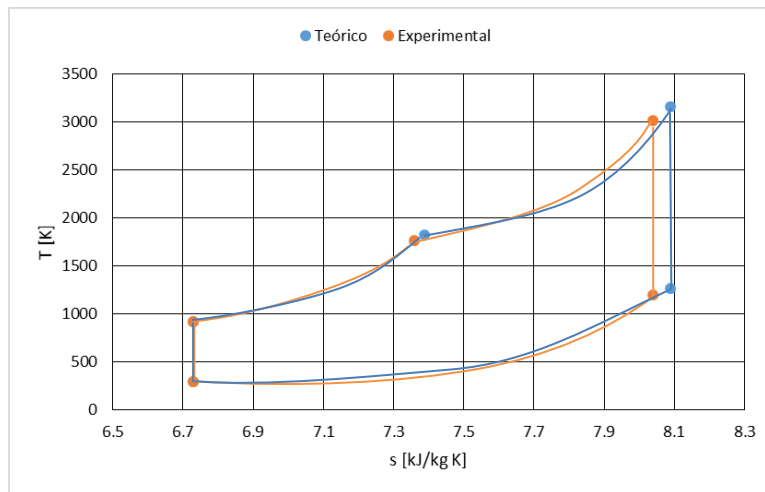
Los resultados del ciclo de Sabathé se encuentran resumidos en la tabla 4.7.

	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
<b>T [K]</b>	293	915.34	1758.27	3013.66	1196.69
<b>v [m3]</b>	1.99E-03	1.16E-04	1.16E-04	1.98E-04	1.99E-03
<b>P [kPa]</b>	150	8083.44	15527.37	15527.37	612.64
<b>m [kg]</b>	3.56E-03	3.56E-03	3.56E-03	3.56E-03	3.56E-03
<b>h [kJ/kg]</b>	293.6	950.5	1951	3544	1274
<b>s [kJ/kg K]</b>	6.73	6.73	7.358	8.04	8.04
<b>u [kJ/kg]</b>	209.4	687.7	1447	2679	930.6
<b>z<sub>c</sub></b>	1.00000986	1.00000986	1.00000986	1.00000986	1.00000986

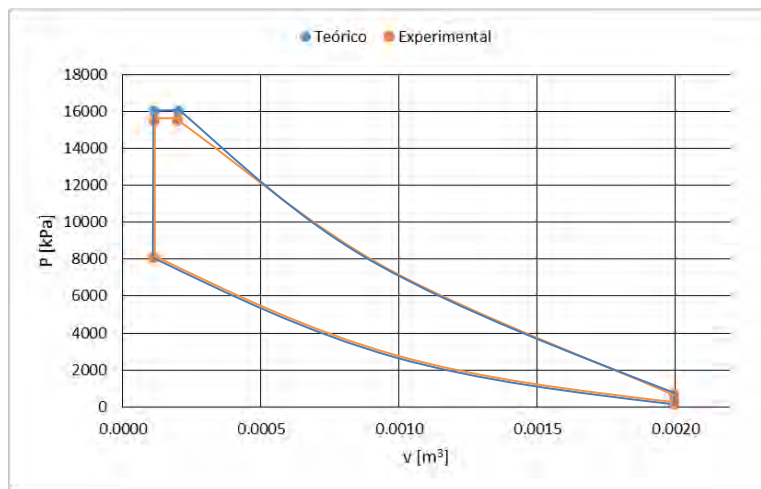
	<b>kJ/ciclo</b>	<b>kJ/kg</b>	<b>kW</b>
<b>Q sum</b>	7.53	2116.59	87.86
<b>Q vc</b>		705.53	29.29
<b>Q pc</b>		1411.06	58.57
<b>Q rech</b>		-756.39	-31.40
<b>W</b>		1360.20	56.46
<b>η</b>	64.26		
<b>T4/T3</b>	1.71		
<b>v4/v3</b>	1.71		
<b>Rc</b>	2.73		

Tabla 4.7. Resultados del ciclo de Sabathé. Elaboración propia.

Las gráficas 4.3 y 4.4 muestran respectivamente los diagramas T-s y P-v del ciclo de Sabathé:



Gráfica 4.3. Diagrama T-s del ciclo de Sabathé. Elaboración Propia



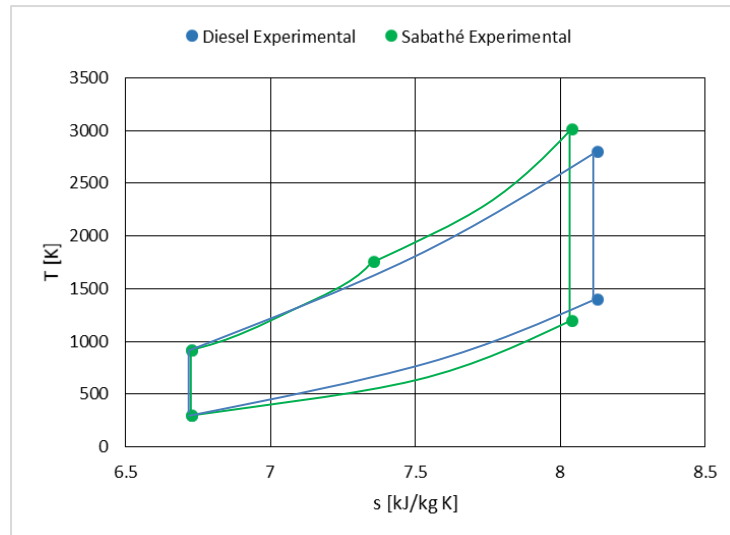
Gráfica 4.4. Diagrama P-v del ciclo de Sabathé. Elaboración propia.

Este ciclo es particularmente importante debido a que el comportamiento real de los motores diésel es mucho más parecido al ciclo de Sabathé que al ciclo diésel ideal. Calcular temperaturas y presiones con la inyección de combustible primero a volumen constante y después a presión constante arroja resultados más exactos que trabajando únicamente con una inyección a presión constante.

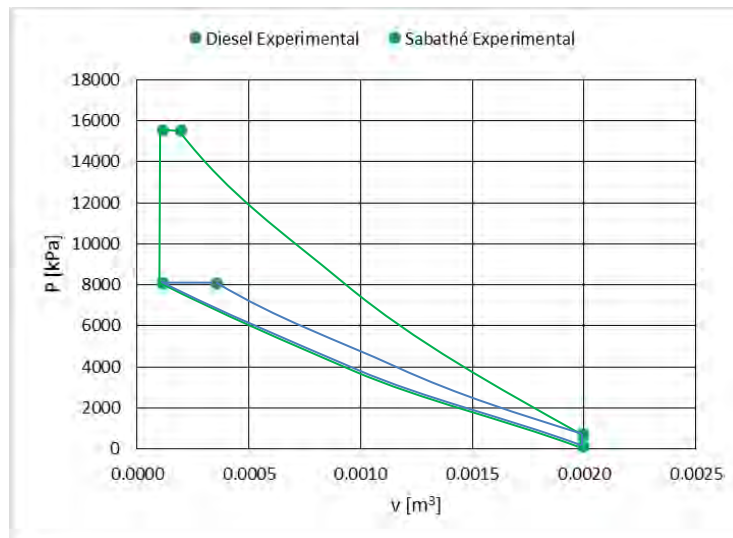
Por este motivo se elegirán los resultados del ciclo de Sabathé para calcular la potencia que entregará el motor al combinar diésel y gas de síntesis.

### 4.3. Comparación de los ciclos

En las gráficas 4.5 y 4.6 se muestran los diagramas experimentales de los ciclos diésel y Sabathé superpuestos:



Gráfica 4.5. Comparación de los diagramas T-s del ciclo diésel y el ciclo de Sabathé. Elaboración propia.



Gráfica 4.6. Comparación de los diagramas P-v del ciclo diésel y el ciclo de Sabathé. Elaboración propia.

Al comparar estos diagramas con la figura 4.1, se puede observar que, a pesar de algunas pequeñas diferencias, los diagramas experimentales cumplen con lo establecido teóricamente.

Tomando en cuenta que la relación de compresión y el calor suministrado no cambian en los dos ciclos, el calor rechazado en el ciclo diésel debe ser mayor que el calor rechazado en el ciclo de Sabathé. De las tablas 4.5 y 4.7 se demuestra este principio:

$$31.40 \text{ kW}_{\text{Sabathé}} < 38.48 \text{ kW}_{\text{diesel}}$$

También es necesario comparar las eficiencias de cada ciclo. De acuerdo a la ecuación 49:

$$\eta_{\text{sabathé}} > \eta_{\text{diesel}}$$

$$64.26 \% > 56.20 \%$$

El que la eficiencia del ciclo de Sabathé sea mayor que la eficiencia del ciclo diésel y que los diagramas T-s y P-v sean tan parecidos indica que los dos ciclos están correctamente resueltos.



#### 4.4. Utilización teórica del Gas de Síntesis

El propósito de este proyecto es disminuir la cantidad de diésel que normalmente se inyecta en los cilindros (aproximadamente un 20% energéticamente hablando) y sustituir el faltante con gas de síntesis.

Se cuentan con los siguientes datos:

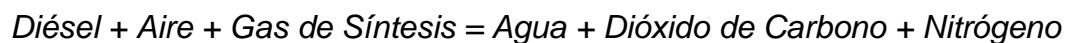
- Volumen de diésel a inyectar  $\rightarrow 210$  [mm<sup>3</sup>/ciclo]
- Densidad volumétrica energética  $\rightarrow 43100$  [kJ/kg]
- Densidad diésel  $\rightarrow 0.832$  [g/cm<sup>3</sup>]

Las pruebas consistirán en analizar la combustión inyectando 20%, 15%, 10% y 5% del diésel que normalmente se inyecta en el cilindro:

“Una reacción de combustión es estequiométrica cuando se dispone la cantidad exacta de reactivos y en la proporción justa para que la reacción sea completa.” (Naranjo, 2007).

Para poder realizar una combustión estequiométrica, es necesario tener los productos y los reactivos claramente identificados.

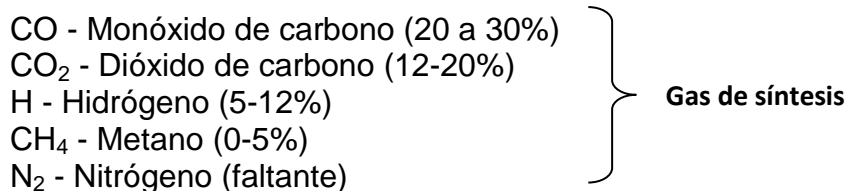
Los reactivos y productos de esta reacción de combustión son los siguientes:



Para el aire se considerará la siguiente composición:



El gas de síntesis se obtiene del laboratorio de gasificación del instituto de ingeniería.



Se tomará el gas de síntesis como la mitad de cada uno de ellos, obteniendo:



El gas de síntesis tiene un poder calorífico de 5 [MJ/m<sup>3</sup>] (0 °C, 1 ATM) ó 3993.61 [kJ/kg] y una densidad de 1.25209 [kg/m<sup>3</sup>]

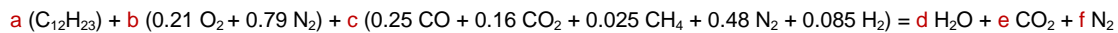
Los valores de  $C_p$ ,  $C_v$ ,  $k$  y la constante particular del gas de síntesis se muestran en la tabla 4.8:

T [k]	$C_p$ [kJ/kg K]	$C_v$ [kJ/kg K]	$k$	$R_{gs}$ [kJ/kg K]	Masa molar [g/mol]
293	1.09053419	0.79688884	1.36848973	0.29364535	28.0628883
915.342	1.3286971	1.03505174	1.28370113		

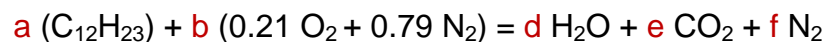
Tabla 4.8. Algunas propiedades del Gas de Síntesis. Elaboración propia.

Para saber cuánto gas de síntesis se puede inyectar en cada cilindro es indispensable saber primero cuánto aire se requiere para quemar el diésel que se inyecta normalmente en el cilindro. Una vez obtenido este dato, se disminuirá la cantidad de diésel y el espacio libre se podrá rellenar con gas de síntesis. También es necesario saber cuánto aire se requiere para quemar la mezcla de diésel y gas de síntesis.

Se usará el método del balanceo algebraico para encontrar la cantidad mínima necesaria de aire para quemar diésel, gas de síntesis y la mezcla de los dos. La ecuación general de combustión de este proyecto es la siguiente:



Primero, es necesario saber cuántos moles de aire se necesitan para quemar un mol de diésel. La reacción general modificada se describe a continuación:



Las ecuaciones son las siguientes:

- 1) ...  $12a = e$
- 2) ...  $23a = 2 * d$
- 3) ...  $0.42 * b = d + 2 * e$
- 4) ...  $0.79 * b = f$

Se utilizó el software Wolfram Mathematica 11 Student Edition para reacomodar y dejar las ecuaciones en función de la variable  $a$  (moles de diésel):

$$b \rightarrow 0. + 84.52380952380952a$$

$$d \rightarrow 0. + 11.5a$$

$$e \rightarrow 0. + 12a$$

$$f \rightarrow 0. + 66.77380952380952a$$

Como se quiere saber cuántos moles de aire se necesitan para quemar un mol de diésel, la variable **a** tiene el valor de 1. Los resultados obtenidos son:

$$b \rightarrow 84.52380952380952$$

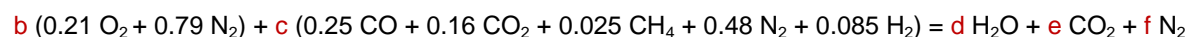
$$d \rightarrow 11.5$$

$$e \rightarrow 12$$

$$f \rightarrow 66.77380952380952$$

Esto significa que para realizar una combustión estequiométrica de **1 mol de diésel** se necesitan **84.52 moles de aire**. Expresado en gramos, se tiene que para quemar **0.167311 kg de diésel** se necesitan **2.438 kg de aire**.

Asimismo, es necesario saber cuántos moles de aire se necesitan para quemar un mol de gas de síntesis. La ecuación general de combustión se modifica, quedando así:



Las ecuaciones son las siguientes:

$$1) \dots 0.435c = e$$

$$2) \dots 0.27c = 2d$$

$$3) \dots 0.42b + 0.57c = d + 2e$$

$$4) \dots 1.58b + .96c = 2f$$

En este caso, las ecuaciones se encuentran en función de la variable **c** (moles de gas de síntesis):

$$b \rightarrow 0. + 1.0357142857142858c$$

$$d \rightarrow 0. + 0.135c$$

$$e \rightarrow 0. + 0.435c$$

$$f \rightarrow 0. + 1.2982142857142858c$$

Como se quiere saber cuántos moles de aire se necesitan para quemar un mol de gas de síntesis, la variable **c** tiene el valor de 1. Los resultados obtenidos son:

$$b \rightarrow 1.0357142857142858$$

$$d \rightarrow 0.135$$

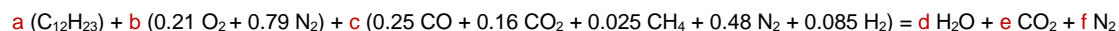
$$e \rightarrow 0.435$$

$$f \rightarrow 1.2982142857142858$$

Esto significa que para realizar una combustión estequiométrica de **1 mol de gas de síntesis** se necesitan **1.0357 moles de aire**. Expresado en gramos, se tiene que para quemar **28.0628 g de gas de síntesis** se necesitan **29.8807 g de aire**.



Realizando el mismo procedimiento ahora en la ecuación general de combustión:



Las ecuaciones son las siguientes:

- 1) ...  $12a + 0.435c = e$
- 2) ...  $23a + 0.27c = 2d$
- 3) ...  $0.42b + 0.57c = d + 2e$
- 4) ...  $1.58b + .96c = 2f$

Las ecuaciones se encuentran en función de las variables **a** y **c** (moles de diésel y moles de gas de síntesis):

$$b \rightarrow 0. + 84.52380952380952a + 1.0357142857142858c$$

$$d \rightarrow 0. + 11.5a + 0.135c$$

$$e \rightarrow 0. + 12. a + 0.435c$$

$$f \rightarrow 0. + 66.77380952380952a + 1.2982142857142858c$$

Como se quiere saber cuántos moles de aire se necesitan para quemar un mol de diésel y un mol de gas de síntesis, las variables **a** y **c** tiene el valor de 1. Los resultados obtenidos son:

$$b \rightarrow 85.55952380952381$$

$$d \rightarrow 11.635$$

$$e \rightarrow 12.435$$

$$f \rightarrow 68.0720238095238$$

Esto significa que para realizar una combustión estequiométrica de **1 mol de gas de síntesis y 1 mol de gas de síntesis** se necesitan **85.5595 moles de aire**. Expresado en gramos, se tiene que para quemar **0.167311 kg de diésel y 0.0280628 kg de gas de síntesis** se necesitan **2.4684 kg de aire**.

Para encontrar la cantidad de gas de síntesis a inyectar en el cilindro (manteniendo la relación de exceso de aire existente para quemar el diésel) se seguirán los siguientes pasos:

1. Calcular el volumen disponible en el PMS.
2. Restar el volumen que ocupa la masa del diésel inyectado (20, 15, 10 y 5%).
3. Restar el volumen que ocupa la masa de aire requerido para quemar el diésel inyectado.
4. Usando la ley de gas ideal, calcular la masa disponible en la fase de admisión con los datos que se tienen para la fase de compresión.
5. Utilizando las proporciones estequiométricas obtenidas anteriormente, se observa que para quemar 28.0628 g de gas de síntesis estequiométricamente se necesitan 29.8807 g de aire; es por esta razón que se toma la decisión de dividir en 4 partes iguales el volumen disponible asegurando así un exceso de aire en la combustión.
6. Una vez que se tiene esta relación, es necesario obtener la constante particular de la mezcla obtenida

Mezcla Aire – Gas de Síntesis → 75% aire y 25% gas de síntesis

$$R_{mezcla} = \frac{R_u}{\text{Peso molar de la mezcla}} \quad (51)$$

$$R_{mezcla} = \frac{R_u}{(0.75 * \text{Peso molar aire}) + (0.25 * \text{Peso molar gas de síntesis})}$$

$$R_{mezcla} = \frac{8.314}{(0.75 * 29.88) + (0.25 * 28.06)}$$

$$R_{mezcla} = 0.2825 \left[ \frac{kJ}{kg K} \right]$$

La tabla 4.9 muestra los resultados obtenidos:

<b>% Diésel a inyectar</b>	<b>Diésel [kg]</b>	<b>Gas de Síntesis [kg]</b>	<b>Aire [kg]</b>	<b>Cantidad de calor suministrado diésel [kW]</b>	<b>Cantidad de calor suministrado GS [kW]</b>	<b>Potencia total [kW]</b>
100%	1.75E-04	-	3.56E-03	87.86	-	<b>87.86</b>
20%	3.49E-05	7.12E-04	2.85E-03	17.57	33.15	<b>50.72</b>
15%	2.62E-05	7.56E-04	2.80E-03	13.18	35.23	<b>48.40</b>
10%	1.75E-05	8.01E-04	2.76E-03	8.79	37.30	<b>46.08</b>
5%	8.74E-06	8.45E-04	2.71E-03	4.39	39.37	<b>43.76</b>

Tabla 4.9. Potencia entregada por el motor inyectando diferentes cantidades de diésel y gas de síntesis. Elaboración propia.

Esta tabla muestra las distintas cantidades en masa de diésel, gas de síntesis y aire que se proponen a inyectar en el motor. También muestra la potencia teórica disponible que el motor entregaría al inyectar estas mezclas. Se observa que en todas las mezclas la cantidad de calor suministrado por el gas de síntesis es mucho mayor que la que proviene del diésel. A pesar de que el poder calorífico del diésel es mucho mayor que el poder calorífico del gas de síntesis, la cantidad de gas de síntesis inyectada es mucho mayor que la del diésel (entre 20 y 97%).

## CAPÍTULO 5

### 5. CONCLUSIONES

#### 5.1. Conclusiones Generales

Se analizó la estructura del motor diésel Mercedes Benz OM 447 LA con el fin de conocer sus parámetros de diseño, así como la teoría de su funcionamiento en el ciclo diésel real y en el ciclo de Sabathé.

Se analizó la estructura de una bomba de inyección lineal con el fin de conocer la metodología de inyección y así estudiar cómo sería posible modificarla para inyectar cierta cantidad de combustible deseado en el motor.

Para la parte mecánica, se puede concluir que es posible modificar la cantidad de diésel que la bomba de inyección suministra al motor debido a que su funcionamiento es completamente mecánico. Los parámetros a modificar son la posición del acelerador y el número de revoluciones a las que trabaja el motor. Se implementó un sistema de medición angular en el cual se puede especificar la inyección de combustible deseada. Es necesario diseñar un dispositivo que realice la función del pedal de aceleración para que el motor trabaje alrededor de 1400 RPM y otro dispositivo que modifique la señal mecánica que se envía a la bomba de inyección para que ésta pueda inyectar la cantidad deseada de combustible.

Se logró comparar las curvas de desempeño del motor con las pruebas experimentales realizadas en el banco de pruebas. Los resultados obtenidos en el laboratorio muestran que de 1000 a 1400 RPM el consumo específico de combustible disminuye en 40 mililitros por cilindro y al llegar a 1500 RPM se estabiliza en 20 mililitros por cilindro. Este comportamiento concuerda con las curvas de desempeño del motor del motor Mercedes Benz OM 447 LA.

Se estudió estequiométricamente y con exceso de aire la combustión de diferentes mezclas de diésel y gas de síntesis. Los principales resultados estequiométricos son:

- Para quemar 167.311 g de diésel se necesitan 2438 g de aire.
- Para quemar 28.062 g de gas de síntesis se necesitan 29.88 g de aire.
- Para quemar 167.311 g de diésel y 28.062 g de gas de síntesis juntos se necesitan 2468.4 g de aire.

En este proyecto se respetó el exceso de aire que tiene el motor en condiciones de funcionamiento normales. Esto quiere decir que por cada porción de diésel se inyectan alrededor de 20.36 porciones de aire. Se consideró que para



cada porción de gas de síntesis se inyectarán 3 porciones de aire. Esto con el fin de tener una primera aproximación de mezclado de gas de síntesis con diésel. Sin embargo, se tendrán que realizar pruebas experimentales para determinar los parámetros reales de funcionamiento del motor, así como de las potencias reales obtenidas.

Para inyectar el gas de síntesis en el motor se propone comprar el kit de conversión D-GID GPL de la empresa AUTOGAS ITALIA, que es un sistema dual fuel que alimentará el motor con una mezcla de gas de síntesis y diésel. Éste sistema permitirá estimar el momento exacto de inyección de combustible, ya que el gas de síntesis tiene una temperatura de autoignición más baja que la del diésel.

Se obtuvo que la eficiencia en el ciclo de Sabathé es de 64.26% en comparación con en el ciclo diésel, en el cual se obtuvo 56.20%, lo cual es congruente con la literatura si se mantienen constante la relación de compresión y la cantidad de calor suministrado.

Los resultados mostraron que la hipótesis de este trabajo se cumple parcialmente ya que es una primera aproximación teórica a la mezcla real de gas de síntesis – diésel. Sin embargo, se tendrán que realizar pruebas experimentales para determinar las cantidades exactas para un óptimo funcionamiento.

## 5.2. Recomendaciones

La potencia teórica disponible obtenida en este proyecto puede variar al momento de llevarlo a la práctica por varias razones. El poder calorífico real del diésel, el poder calorífico real del gas de síntesis, la cantidad de combustible suministrada por la bomba, la relación de compresión real del motor y las condiciones de presión y temperatura del aire en la fase de admisión son los principales parámetros que podrían modificar los resultados finales. Dado lo anterior se recomienda realizar pruebas experimentales y obtener valores promedio de estos parámetros.

Se recomienda diseñar un dispositivo de medición angular fijo que permita tener una medida exacta de los grados de medición de la inyección de combustible de diésel y así poder realizar una transición eficaz entre la inyección de diésel y el gas de síntesis.

Se recomienda estudiar los parámetros que modifican el momento exacto de la inyección de combustible al pistón como son la temperatura, volumen y presión cuando se trabaja con el ciclo de Sabathé.

Finalmente se recomienda realizar un estudio termoquímico en donde se establezcan los mejores tiempos de residencia del proceso.

## Referencias

- [1] (s.f.). Obtenido de AUTOGAS ITALIA: <http://www.autogasitalia.it/spa/azienda.asp>
- [2] Aguilar, D. (08 de Junio de 2014). *Bomba de Inyección Lineal Diesel - YouTube*. Obtenido de <https://www.youtube.com/watch?v=qAKBm8ctgXk>
- [3] Álvarez Flórez, J. A., & Callejón i Agramunt, I. (2005). *Motores alternativos de combustión interna*. Barcelona: Univ. Politèc. de Catalunya.
- [4] Atkins, P. W., & Jones, L. (2006). *Principios de Química: los caminos del descubrimiento*. Buenos Aires: Editorial Médica Panamericana.
- [5] Barbosa Saldaña, J. G., Gutiérrez Torres, C., & Jiménez Bernal, J. (2016). *Termodinámica para ingenieros*. México: Grupo Editorial Patria.
- [6] Castillejo Calle, A. (2014). *Trabajo Fin de Grado: Sistemas de Inyección en Motores Diesel*. Sevilla.
- [7] Coslada, E. (2015). *Electroinyección Coslada - Curso Bombas en Línea*. Obtenido de Bosch Car Service: [http://www.tallerdemecanica.com/taller-bosch/documentos/Curso\\_bombas\\_en\\_linea\\_ELI\\_1a\\_parte.pdf](http://www.tallerdemecanica.com/taller-bosch/documentos/Curso_bombas_en_linea_ELI_1a_parte.pdf)
- [8] EcuRed. (s.f.). *EcuRed - Gobernador Mecánico*. Obtenido de [https://www.ecured.cu/Gobernador\\_Mec%C3%A1nico](https://www.ecured.cu/Gobernador_Mec%C3%A1nico)
- [9] González, N. E. (2003). *Estado del Arte del Uso del Gas de Gasificación Termoquímica de Biomasa (GG) en Motores de Combustión Interna Alternativos*. Bogotá, Colombia.
- [10] Gramajo, H. (26 de Mayo de 2013). *Scribd - 3. Bomba de Inyección Lineal*. Obtenido de <https://es.scribd.com/doc/143676051/3-Bomba-de-Inyeccion-Lineal>
- [11] Hepler, L. G. (1968). *Principios de Química*. Valencia: Reverté.
- [12] Himmelblau, D. M. (1997). *Principios básicos y cálculos en ingeniería química*. México: Pearson Educación.
- [13] López, I. A. (10 de Abril de 2013). *Scribd - 1 Bomba Lineal Diesel*. Obtenido de <https://es.scribd.com/doc/135220043/1-Bomba-Lineal-Diesel>
- [14] Martínez, M. M. (2005). *Combustión y quemadores*. España: Marcombo.
- [15] MegaTech, M. (s.f.). *MegaTech Power*. Obtenido de [http://www.megatechpower.com.br/wp-content/uploads/2011/06/447LA\\_especific.pdf](http://www.megatechpower.com.br/wp-content/uploads/2011/06/447LA_especific.pdf)
- [16] Movilla Rosell, J. L., Movilla, J. L., & Rajadell Viciano, F. (2005). *Termodinámica Química*. Castelló de la Plana: Publicaciones de la Universitat Jaume I.

- [17] Naranjo, C. S. (2007). *Teoría de la Combustión*. Madrid: UNED.
- [18] Oñate, A. E. (2016). *Motores de pistón para aviones. Módulo 16*. Madrid, España: Ediciones Paraninfo S.A. .
- [19] Pinedo Saavedra, G. (s.f.). Comparación de los Ciclos Termodinámicos Ideales de los motores de 4 tiempos de aspiración natural.
- [20] Reif, K. (2014). *Diesel Engine Management: Systems and Components*. Friedrichshafen, Germany: Springer.
- [21] Reverte. (2001). *Reguladores para bombas de inyección en línea Diesel: Instrucción técnica*. Bosch.
- [22] Rolle, K. C. (2006). *Termodinámica*. México: Pearson Educación.
- [23] Santos, M. G. (Enero de 2009). *WordPress - mgallegosantos*. Obtenido de <https://mgallegosantos.files.wordpress.com/2009/01/bosch-ve.pdf>
- [24] WebCQ. (s.f.). *WebCQ - Chemical Portal*. Obtenido de <http://es.webqc.org/mmcalc.php>
- [25] Wikipedia. (09 de Enero de 2017). *Wikipedia - Gasóleo*. Obtenido de <https://es.wikipedia.org/wiki/Gas%C3%B3leo>
- [26] Y. A., & M. A. (2006). *Termodinámica. Sexta Edición*. México: Mc Graw Hill.