

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA,
ELECTRÓNICA Y SISTEMAS**

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA



**ESTUDIO Y ANÁLISIS EXPERIMENTAL COMPARATIVO DE LOS
PRODUCTOS DE LA COMBUSTIÓN DE UN MOTOR GASOLINERO
ESTACIONARIO BRIGG STRATION DE 5 HP AL NIVEL DEL MAR (ILO -
MOQUEGUA) Y A 3827 METROS SOBRE EL NIVEL DEL MAR (PUNO).**

TESIS

PRESENTADA POR:

ANGEL RAMOS CRUZ

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

PUNO – PERÚ

2018



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO – PUNO

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA Y SISTEMAS

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

ESTUDIO Y ANÁLISIS EXPERIMENTAL COMPARATIVO DE LOS PRODUCTOS DE LA COMBUSTIÓN DE UN MOTOR GASOLINERO ESTACIONARIO BRIGG STRATION DE 5 HP AL NIVEL DEL MAR (ILO - MOQUEGUA) Y A 3827 METROS SOBRE EL NIVEL DEL MAR (PUNO).

TESIS PRESENTADA POR:

ANGEL RAMOS CRUZ

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

FECHA DE SUSTENTACION: 21-11-18

APROBADA POR EL JURADO REVISOR CONFORMADO POR:

PRESIDENTE:

M.Sc. MARIO MAMANI PAMPA

PRIMER MIEMBRO:

M.Sc. JOSÉ MANUEL RAMOS
CUTIPA

SEGUNDO MIEMBRO:

Ing. FELIPE CONDORI CHAMBILLA

DIRECTOR /ASESOR:

Mg. OLGIER ALEJANDRINO
ORTEGA ACHATA

Área : Mecánica
Tema : Máquinas térmicas

DEDICATORIA

A Dios, por permitirme llegar a este momento tan especial en mi vida. Por los triunfos y momentos difíciles.

A mi madre Carmen Cruz Mamani, por haberme motivado en todo momento, apoyándome incondicionalmente, sin rendirse y por todo el cariño y amor A mi padre Wilfredo Juan Ramos Esteba, por haberme apoyado y alentado desde siempre, así mismo en esta etapa de mi vida y por ser la fortaleza de mi familia.

A mis hermanas Soledad Verónica, María Fernanda y a mi hermano Wilfredo, por el apoyo, cariño por motivarme y ser un paradigma para ellos como hermano mayor.

Agradezco al amor de mi vida, Nilda Acero Estaña, por el esfuerzo, tiempo y apoyo incondicional brindado para realizar este trabajo de investigación.

Angel Ramos.

AGRADECIMIENTO

Al señor todo poderoso “**Dios**” que siempre nos dio fuerza espiritual para que podamos continuar en cada etapa de nuestra vida profesional.

A la Universidad Nacional del Altiplano, Facultad de Ingeniería Mecánica Eléctrica, Electrónica y Sistemas, en especial a nuestra escuela profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, por haberme brindado la oportunidad de culminar y hacer realidad mi profesión.

A los docentes de la Escuela profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, por velar con el conocimiento que sembraron en nosotros, por inculcarnos sus conocimientos y aportar a nuestra formación profesional a lo largo de estos cinco años.

A mi director de Tesis Mg. Olger Alejandrino Ortega A., por su orientación profesional, paciencia y apoyo permanente en el desarrollo de la presente investigación, Al Presidente y a los miembros del jurado, M.Sc. Mario Mamani Pampa, M.Sc. José Manuel Ramos C. y M.Sc Ing. Felipe Condori Chambilla, respectivamente, agradezco su apoyo y asesoramiento durante todo el proceso e intervención del trabajo de investigación.

A mis padres y familia, Gracias por guiarnos y encaminarnos en la educación de valores, así como por alcanzar los objetivos trazados.

Angel Ramos.

ÍNDICE GENERAL

| | |
|---|-----------|
| RESUMEN..... | 11 |
| ABSTRACT..... | 12 |
| CAPÍTULO I..... | 13 |
| 1.1. INTRODUCCIÓN..... | 13 |
| 1.2. OBJETIVOS..... | 15 |
| 1.2.1 OBJETIVO GENERAL..... | 15 |
| 1.2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS..... | 15 |
| 1.3. HIPOTESIS..... | 15 |
| 1.3.1. FORMULACION DE HIPOTESIS..... | 15 |
| 1.3.2. HIPOTESIS ESPECÍFICO..... | 15 |
| 1.4.-VARIABLES DE ESTUDIO..... | 16 |
| 1.4.1.- VARIABLE DEPENDIENTE..... | 16 |
| 1.4.2.- VARIABLES INDEPENDIENTES..... | 16 |
| CAPITULO II..... | 17 |
| REVISIÓN DE LA LITERATURA..... | 17 |
| 2.1. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN..... | 17 |
| 2.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN..... | 18 |
| 2.3 JUSTIFICACIÓN..... | 19 |
| 2.4. MARCO TEÓRICO..... | 20 |
| 2.4.1. MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA..... | 20 |
| 2.4.1.1. TIPOS DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA..... | 20 |
| 2.4.2. CICLOS TEÓRICOS DE LOS MOTORES (MCI)..... | 21 |
| 2.4.2.1. CICLO A VOLUMEN CONSTANTE..... | 21 |
| 2.4.2.2. CICLO TEÓRICO A PRESIÓN CONSTANTE..... | 22 |
| 2.4.2.3. CICLO MIXTO..... | 23 |
| 2.4.2.4. COMPARACIÓN ENTRE LOS CICLOS TEÓRICOS..... | 25 |
| 2.4.2.5. CICLO REAL..... | 26 |

| | |
|--|-----------|
| 2.4.3. DIFERENCIA ENTRE LOS CICLOS TEÓRICOS Y LOS REALES..... | 26 |
| 2.4.3.1 DIFERENCIA ENTRE LOS CICLOS TEÓRICO Y REAL DE LOS MOTORES DE ENCENDIDO POR CHISPA..... | 26 |
| 2.4.3.2 DIFERENCIA ENTRE LOS CICLOS TEÓRICO Y REAL DE LOS MOTORES MAE..... | 28 |
| 2.4.3.3. DIAGRAMA DE PRESIONES VS ANGULO..... | 30 |
| 2.4.4. COMBUSTIÓN Y COMBUSTIBLE..... | 33 |
| 2.4.4.1 COMBUSTIÓN..... | 33 |
| 2.4.4.2. COMBUSTIBLE..... | 34 |
| 2.4.4.3. PODER CALORÍFICO..... | 34 |
| 2.4.4.4. PROCESOS DE LA COMBUSTIÓN TEÓRICA Y REAL..... | 34 |
| 2.4.5 CARACTERÍSTICAS DE LOS COMBUSTIBLES DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA..... | 37 |
| 2.4.5.1 LA GASOLINA..... | 37 |
| 2.4.5.2 PROPIEDADES DE LA GASOLINA..... | 37 |
| 2.4.5.3. NÚMERO DE OCTANOS..... | 37 |
| 2.4.5.4. EL GASÓLEO (DIESEL)..... | 37 |
| 2.4.5.5. PROPIEDADES DEL GASÓLEO..... | 38 |
| 2.4.5.6. RETARDO A LA INFLAMACIÓN..... | 38 |
| 2.4.5.7. EL NÚMERO DE CETANO..... | 39 |
| 2.4.6 PARTES CONSTITUTIVAS DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA..... | 39 |
| 2.4.6.1 ELEMENTOS FIJOS..... | 39 |
| 2.4.6.2. ELEMENTOS MÓVILES..... | 42 |
| 2.4.7. SISTEMAS DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA..... | 44 |
| 2.4.8. FUNDAMENTOS DE UN MOTOR DE CUATRO TIEMPOS..... | 46 |
| 2.4.8.1 MOTOR DE ENCENDIDO POR CHISPA (MECH)..... | 46 |
| 2.4.8.2. MOTOR DE AUTOENCENDIDO..... | 48 |
| 2.4.9. MOTORES DE DOS TIEMPOS..... | 50 |
| CAPÍTULO III..... | 52 |

| | |
|---|----|
| MATERIALES Y MÉTODOS..... | 52 |
| 3.1. PREPARACIÓN DEL ENSAYO DE INGENIERÍA..... | 52 |
| 3.2. PROCOLO DE MEDICIÓN..... | 53 |
| 3.3 METODOLOGÍA DE INVESTIGACIÓN..... | 58 |
| 3.3.1. METODOLOGÍA EXPERIMENTAL PARA EL ANÁLISIS DE LOS..... | 58 |
| GASES DE LOS PRODUCTOS DE LA COMBUSTIÓN..... | 58 |
| 3.3.1.1 ECUACIÓN PARA LA COMBUSTIÓN INCOMPLETA..... | 59 |
| 3.3.1.2. RELACIÓN AIRE COMBUSTIBLE..... | 59 |
| 3.3.1.3. ECUACIÓN PARA LA COMBUSTIÓN COMPLETA O IDEAL..... | 59 |
| 3.3.1.4. CALCULO DEL PORCENTAJE DE EXCESO DE AIRE EN LA COMBUSTIÓN..... | 60 |
| 3.3.1.5. CALOR PERDIDO POR COMBUSTIÓN INCOMPLETA..... | 60 |
| 3.3.2. CALCULOS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS DE LA EMISIÓN DE GASES CON GASOLINA DE 84 OCTANOS EN PUNO..... | 60 |
| 3.3.2.1. CALCULANDO LA RELACION DE HUMEDAD..... | 60 |
| 3.3.2.2. LA RELACIÓN AIRE-COMBUSTIBLE REAL (RA/C)..... | 61 |
| 3.3.2.3. CÁLCULOS PARA EL ANÁLISIS DE GASES..... | 63 |
| 3.3.2.4. ECUACIÓN PARA LA COMBUSTIÓN INCOMPLETA REAL..... | 64 |
| 3.3.2.5. ECUACIÓN PARA LA COMBUSTIÓN COMPLETA O TEÓRICA..... | 64 |
| 3.3.2.6. PERDIDA DE CALOR POR COMBUSTIÓN INCOMPLETA..... | 64 |
| 3.3.2.7. CÁLCULO DEL EXCESO DE AIRE..... | 65 |
| 3.3.3. CÁLCULOS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS DE LOS GASES EMITIDOS CON GASOLINA DE 90 OCTANOS EN PUNO..... | 65 |
| 3.3.3.1. LA RELACIÓN AIRE-COMBUSTIBLE REAL (RA/C)..... | 65 |
| 3.3.3.2. CÁLCULOS PARA EL ANÁLISIS DE GASES..... | 67 |
| 3.3.3.3. ECUACIÓN PARA LA COMBUSTIÓN INCOMPLETA REAL..... | 64 |
| 3.3.3.4. ECUACIÓN PARA LA COMBUSTIÓN COMPLETA O TEORICA..... | 64 |
| 3.3.3.5. PERDIDAS DE CALOR POR COMBUSTIÓN INCOMPLETA..... | 68 |
| 3.3.3.6. CÁLCULO DEL EXCESO DE AIRE..... | 68 |

| | |
|---|-----------|
| 3.3.4. CÁLCULOS DE RESULTADOS OBTENIDOS DE LOS GASES EMITIDOS CON GASOLINA DE 84 OCTANOS ILO..... | 69 |
| 3.3.4.1. CALCULANDO LA RELACIÓN DE HUMEDAD..... | 69 |
| 3.3.4.2. LA RELACIÓN AIRE-COMBUSTIBLE REAL (RA/C)..... | 69 |
| 3.3.4.3. CÁLCULOS PARA EL ANÁLISIS DE GASES..... | 71 |
| 3.3.4.4. ECUACIÓN PARA LA COMBUSTIÓN INCOMPLETA O REAL..... | 71 |
| 3.3.4.5. ECUACIÓN PARA LA COMBUSTIÓN COMPLETA O TEÓRICA..... | 71 |
| 3.3.4.6. PERDIDA DE CALOR POR COMBUSTION INCOMPLETA..... | 72 |
| 3.3.4.7. CÁLCULO DEL EXCESO DE AIRE..... | 72 |
| 3.3.5. CÁLCULOS DE RESULTADOS OBTENIDOS DE LOS GASES EMITIDOS CON GASOLINA DE 90 OCTANOS ILO..... | 73 |
| 3.3.5.1. LA RELACIÓN AIRE-COMBUSTIBLE REAL (RA/C)..... | 73 |
| 3.3.4.2. CÁLCULOS PARA EL ANÁLISIS DE GASES..... | 74 |
| 3.3.4.3. ECUACIÓN PARA LA COMBUSTIÓN INCOMPLETA REAL..... | 75 |
| 3.3.4.4. ECUACIÓN PARA LA COMBUSTIÓN COMPLETA TEÓRICA..... | 75 |
| 3.3.4.5. PERDIDA DE CALOR POR COMBUSTION INCOMPLETA..... | 75 |
| 3.3.4.6. CÁLCULO DEL EXCESO DE AIRE..... | 76 |
| CAPÍTULO IV..... | 77 |
| RESULTADOS Y DISCUSIÓN..... | 77 |
| 4.1.-RESUMEN DE LOS DATOS OBTENIDOS Y DE LOS CALCULOS DE LOS PRODUCTOS DE LA COMBUSTIÓN..... | 77 |
| 4.2.-RESUMEN DE LOS CÁLCULOS REALIZADOS..... | 84 |
| DISCUSIÓN..... | 85 |
| CONCLUSIONES..... | 86 |
| RECOMENDACIONES..... | 89 |
| REFERENCIAS..... | 90 |
| ANEXOS..... | 92 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|---|-----------|
| ILUSTRACIÓN 2.1: CICLO TEÓRICO A VOLUMEN (PRESIÓN) CONSTANTE..... | 22 |
| ILUSTRACIÓN 2.1: CICLO TEÓRICO A PRESIÓN CONSTANTE..... | 23 |
| ILUSTRACIÓN 2.2: CICLO TEÓRICO MIXTO..... | 24 |
| ILUSTRACIÓN 2.3: COMPARACIÓN DE LOS RENDIMIENTOS TÉRMICOS DE LOS CICLOS TEÓRICOS | 25 |
| ILUSTRACIÓN 2.4: COMPARACIÓN DEL CICLO TEÓRICO E INDICADO A VOLUMEN CONSTANTE | 27 |
| ILUSTRACIÓN 2.5: COMPARACIÓN DE CICLO TEÓRICO Y REAL A PRESIÓN CONSTANTE..... | 29 |
| ILUSTRACIÓN 2.6: DIAGRAMA DE PRESIONES | 33 |
| ILUSTRACIÓN 2.7: PROCESO DE COMBUSTION COMPLETA..... | 34 |
| ILUSTRACIÓN 2.8: PROCESO DE UNA COMBUSTION TEÓRICA..... | 35 |
| ILUSTRACIÓN 2.9: BLOQUE DE UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA..... | 40 |
| ILUSTRACIÓN 2.10: DISPOSICIÓN DE LOS CILINDROS..... | 41 |
| ILUSTRACIÓN 2.11: CARTER DE UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA..... | 42 |
| ILUSTRACIÓN 2.12: PISTÓN DE UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA..... | 43 |
| ILUSTRACIÓN 2.13: CIGÜEÑAL DE UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA..... | 44 |
| ILUSTRACIÓN 2.14: TIEMPOS DE FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR DE ENCENDIDO POR CHISPA..... | 48 |
| ILUSTRACIÓN 2.15: TIEMPOS DE FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR DE AUTO ENCENDIDO.... | 49 |
| ILUSTRACIÓN 2.16: ESQUEMA DE UN MOTOR DE 2 TIEMPOS..... | 50 |
| ILUSTRACIÓN 3.1: CARACTERÍSTICAS TECNICAS DEL MOTOR BRIGG STRATION..... | 55 |
| ILUSTRACIÓN 3.2: MOTOR DE COMBUSTION INTERNA BRIGG STRATION..... | 55 |
| ILUSTRACIÓN 3.3: TACÓMETRO MICRO TEST L2S 0-3600 RPM..... | 56 |
| ILUSTRACIÓN 3.4: PSICRÓMETRO WL 202 – GUNT HAMBURGO..... | 56 |
| ILUSTRACIÓN 3.5: TERMOCUPLA YOKOHAMA – 2459 – T MÁX. = 500°C..... | 57 |
| ILUSTRACIÓN 3.6: ANALIZADOR DE GASES: MAHA – MODELO: MET. 6.1..... | 57 |

| | |
|---|----|
| ILUSTRACIÓN 3.7: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL ANALIZADOR DE GASES..... | 58 |
| ILUSTRACIÓN 3.8: DETERMINACIÓN DE LA RELACIÓN DE HUMEDAD (W)..... | 61 |
| ILUSTRACIÓN 4.1: MONOXIDO DE CARBONO A BAJAS REVOLUCIONES..... | 79 |
| ILUSTRACIÓN 4.2: MONOXIDO DE CARBONO A ALTAS REVOLUCIONES..... | 80 |
| ILUSTRACIÓN 4.3: DIÓXIDO DE CARBONO A BAJAS REVOLUCIONES..... | 80 |
| ILUSTRACIÓN 4.3: DIÓXIDO DE CARBONO A BAJAS REVOLUCIONES..... | 81 |
| ILUSTRACIÓN 4.4: DIÓXIDO DE CARBONO A ALTAS REVOLUCIONES..... | 81 |
| ILUSTRACIÓN 4.5: HIDROCARBUROS A BAJAS REVOLUCIONES..... | 82 |
| ILUSTRACIÓN 4.6: HIDROCARBUROS A ALTAS REVOLUCIONES..... | 82 |
| ILUSTRACIÓN 4.7: OXÍGENO A BAJAS REVOLUCIONES..... | 83 |
| ILUSTRACIÓN 4.8: OXÍGENO A ALTAS REVOLUCIONES..... | 83 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|----|
| TABLA 2.1:INDICES DE CONTAMINACION PERMISIBLES | 19 |
| TABLA 4.1:DATOS OBTENIDOS CON GASOLINA DE 84 OCTANOS A 3827M.S.N.M. | 77 |
| TABLA 4.2:DATOS OBTENIDOS CON GASOLINA DE 90 OCTANOS A 3827 M.S.N.M. | 78 |
| TABLA 4.3:DATOS OBTENIDOS CON GASOLINA DE 84 OCTANOS A 15 M.S.N.M. | 78 |
| TABLA 4.4:DATOS OBTENIDOS CON GASOLINA DE 90 OCTANOS A 15 M.S.N.M. | 78 |
| TABLA 4.5:RESUMEN DE RESULTADOS | 84 |

ÍNDICE DE ACRÓNIMOS

| | |
|------------------|--------------------------------------|
| PMS | : Punto muerto superior |
| PMI | : punto muerto inferior |
| VC | : Volumen de cilindrada |
| VM | : Volumen muerto |
| VC _T | : volumen de cilindrada total |
| rc | : Relación de compresión |
| r _{a/c} | : Relación aire combustible |
| ex | : Exceso de aire |
| a _t | : Aire teórico |
| Q ₀ | : Cantidad total de calor |
| ma | : Masa de aire |
| mc | : Masa de combustible |
| W/m ² | : Watt/ metro cuadrado |
| °C | : Grados centígrados |
| RPM | : Revoluciones por minuto |
| MCI | : Motores de combustion interna |
| cc | : Centímetros cúbicos |
| T _c | : Temperatura del combustible |
| T _g | : Temperatura de los gases de escape |
| CP _v | : Calor específico del vapor |
| T _a | : Temperatura ambiente |
| ω | : Humedad específica |
| °F | : Grados Fahrenheit |

RESUMEN

El objetivo de la tesis es aplicar la termodinámica para estudiar, analizar experimentalmente y comparar los productos de la combustión de un motor de combustión interna de encendido por chispa de 5HP marca Brigg Stration funcionando en una ciudad al nivel del mar (Ilo - Moquegua) y en una ciudad a una altura significativa de 3827 metros sobre el nivel del mar (Puno), con diferente calidad de gasolina (medida por su octanaje).

El tipo de metodología que se empleará en el proyecto de investigación de la tesis, será experimental o aplicada, la metodología se denomina análisis termodinámico de los productos de la combustión, análisis de gases o análisis de humos, procedimiento experimental que nos otorga como resultado la composición volumétrica o molar de los productos. Los resultados experimentales que se obtendrán en la tesis como resultado del estudio y análisis termodinámico de los productos de la combustión, llamados también gases de combustión o humos, serán:

- ✓ Relación aire combustible real o ideal
- ✓ Composición aproximada del combustible (gasolina).
- ✓ Pérdidas debido a la combustión incompleta (debido a la presencia de monóxido de carbono: CO).
- ✓ Exceso o deficiencia de aire en la combustión.

Estos resultados experimentales suministrarán la información básica para trabajos específicos a nivel de cálculo, diseño, evaluación o proyecto.

PALABRAS CLAVE: Combustión, análisis termodinámico, motor estacionario, gases, altitud.

ABSTRACT

The objective of the thesis is to apply thermodynamics to study, experimentally analyze and compare the combustion products of a spark ignition internal combustion engine of 5HP brand Brigg Stratton operating in a city at sea level (Ilo - Moquegua) and in a city at a significant height of 3827 meters above sea level (Puno), with different quality of gasoline (measured by its octane rating).

The type of methodology that will be used in the research project of the thesis, will be experimental or applied, the methodology is called thermodynamic analysis of the products of combustion, gas analysis or smoke analysis, experimental procedure that gives us as a result volumetric or molar composition of the products. The experimental results that will be obtained in the thesis as a result of the study and thermodynamic analysis of the products of combustion, also called combustion gases or fumes, will be:

- ✓ Real or ideal fuel air ratio
- ✓ Approximate composition of fuel (gasoline).
- ✓ Losses due to incomplete combustion (due to the presence of carbon monoxide: CO).
- ✓ Excess or deficiency of air in combustion.

These experimental results will provide the basic information for specific works at the level of calculation, design, evaluation or project.

Keywords (Keywords)

Combustion, thermodynamic analysis, stationary engine, gases, altitude.

CAPÍTULO I

1.1. INTRODUCCIÓN

La contaminación del aire en la actualidad se genera por la alta existencia del sector automotriz por ello cada día se busca nuevas formas y energías alternas para que disminuya de manera considerable las emisiones c o n t a m i n a n t e s d e l motor para tener un medio ambiente más saludable para los seres vivos. (JOVAJ, 2004). Para que un vehículo tenga una baja emisión de gases hacia el medio ambiente la combustión debería ser completa o perfecta, las emisiones resultantes de la misma serían exclusivamente: nitrógeno (N₂), dióxido de carbono (CO₂) y vapor de agua (H₂O) y oxígeno (O₂). Pero esto no es así, la combustión siempre es incompleta y depende de varios factores tales como: (COVEÑA, 2018). Las exigencias del motor solicitan variación continua de la relación aire /combustible. Los elevados regímenes de rotación reducen el tiempo disponible para la terminación de las reacciones químicas.

La elevada temperatura de la combustión, genera NO_x, que además de ser contaminantes, absorben el oxígeno necesario para completar la combustión. Tipo y calidad del combustible. En el estudio se tomó como referencia los límites máximos permisibles de emisiones contaminantes para vehículos automotores **DECRETO SUPREMO N° 047-2001-MTC**, cumpliendo con los límites permitidos de emisiones producidas en los vehículos con motor a gasolina como son el monóxido de carbono (CO), hidrocarburos (HC), norma que rige actualmente en todas las revisiones técnicas vehiculares. Para realizar el análisis comparativo se ha tomado como punto de partida las emisiones de gases del motor BRIGG STRATION con temperatura normal de operación, a diferente rpm.

CAPITULO I: En la primera parte del proyecto de tesis se da a conocer los antecedentes, objetivos, hipótesis y las justificaciones.

CAPITULO II: En la segunda parte se enfoca en aspectos teóricos sobre Conceptos y normas actuales de los límites máximos permisibles sobre la emisión de los productos de los combustion. La preocupación por los efectos ambientalmente negativos de las acciones humanas, que afectan a la salud y el bienestar humano, todos afectados por el desarrollo económico, urbano e industrial, el desarrollo de la tesis contribuirá a que el impacto ambiental sea menor por la aplicación de los conocimientos experimentales a que la combustión sea eficiente en los motores de combustión interna.

CAPITULO III: En la tercera parte se refiere al planteamiento del diseño metodológico de investigación .La parte más importante de un ensayo técnico o de ingeniería. Esto involucró una decisión en cuanto al tiempo de ensayo que se realizó, el número de variables que se midieron, y la selección e instalación de los diversos instrumentos que eran necesarios.

CAPITULO IV: La cuarta parte se trata de explicar el análisis, e interpretación de resultados de la investigación; se describen las actividades y procedimientos.

Los resultados obtenidos en el ensayo experimental de ingeniería o técnico fueron aplicar la termodinámica para estudiar, analizar experimentalmente y comparar los productos de la combustion de un motor de encendido por chispa motor de 5 HP estacionario y realización del balance térmico cuyos parámetros nos permitirán establecer si la energía aprovechada y la pérdida están entre los rangos técnicos prefijados para su funcionamiento óptimo del motor.

1.2. OBJETIVOS

1.2.1 OBJETIVO GENERAL

Realizar un estudio y análisis termodinámico comparativo de los productos o gases de la combustión de un motor gasolinero estacionario Brigg Stration de 5 HP funcionando al nivel del mar (Ilo - Moquegua) y a 3827 metros sobre el nivel del mar (Puno).

1.2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar el ensayo técnico experimental para la comparación y el análisis de los productos de la combustión de un motor gasolinero estacionario de 5 HP.
- Realizar los ensayos experimentales para determinar termodinámicamente la relación aire combustible teórico y real, la composición aproximada del combustible, las pérdidas debidas a la combustión incompleta y el exceso del aire en el motor funcionado en Moquegua y Puno.

1.3. HIPÓTESIS

1.3.1. FORMULACION DE HIPÓTESIS

Para la realización de una buena combustión, la altitud sobre el nivel del mar afecta de manera significativa, las propiedades del aire, variación de la presión atmosférica y sus influencias sobre las propiedades de los combustibles, en consecuencia genera una variación de los valores en la toma de datos de los productos de la combustion como son CO₂, CO, O, HC.

1.3.2. HIPÓTESIS ESPECÍFICO

- A una altura de 3828m.s.n.m. la emisión de gases de los productos de la combustion como son CO₂, CO, O, HC, serán ligeramente mayores debido a las propiedades del aire y la variación de la presión atmosférica.

- A una altura de 15 m.s.n.m. la emisión de gases de los productos de la combustión como son CO₂, CO, O, HC, serán menores debido a la existencia de mayor presión de aire.
- La altura es independiente del octanaje del combustible, los combustibles sólidos y líquidos prácticamente no se ven afectados sus propiedades por la altitud y en el caso de los combustibles gaseosos, su mayor efecto es la disminución de densidad.

1.4. VARIABLES DE ESTUDIO

La variable es determinada característica o propiedad del objeto de estudio, a la cual se observa y/o cuantifica en la investigación y que puede variar de un elemento a otro del universo, o en el mismo elemento si este es comparado consigo mismo al transcurrir un tiempo determinado.

1.4.1. VARIABLE DEPENDIENTE

- ✓ Productos de la combustión

CO: monóxido de carbono

CO₂: dióxido de carbono

O: oxígeno

HC: hidrocarburos no combustiónados

1.4.2.- VARIABLES INDEPENDIENTES

- ✓ Parámetros efectivos a:
 - Temperatura °C
 - Altitud
 - Octanaje del combustible
 - Presión atmosférica
 - Potencia HP

CAPITULO II

REVISIÓN DE LA LITERATURA

2.1. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN

Ticona, W. (2011). Influencia de la altura en las curvas características de un motor Diésel Tesis desarrollada en la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad Nacional del Altiplano de Puno, en el estudio se analiza la Atmósfera Normal Internacional respecto a la Atmósfera del Perú, determinándose que no coinciden las propiedades del aire, debido a la latitud, influencia de la cordillera andina y de la corriente peruana. Información importante porque para la combustión de la gasolina uno de los dos elementos importantes es el aire, por lo que habrá influencia en los productos de la combustión del motor gasolinero.

Bazán, T. (2005). Modelo matemático de un motor encendido por chispa que utiliza gas natural como combustible. Tesis desarrollada en la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad Nacional de Ingeniería de Lima, información referente a que los productos de la combustión de los motores de combustión interna son los principales causantes del alto grado de contaminación ambiental en el mundo a través de las emisiones del monóxido de carbono y el dióxido de carbono; de la misma manera en el Perú el Consejo Nacional del Ambiente coincide con estas apreciaciones. La información sobre el modelo matemático es relevante y se utilizará como un marco referencial teórico.

Amaya, O. (2008). Generación y seguimiento de estrategias de operación para el ahorro de combustible y disminución de contaminantes en motores fuel injection, tesis desarrollado en la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Autónoma de Nueva León de México, en el que se aplican técnicas a un modelo de un motor de combustión interna con el fin de generar estrategias que nos

puedan ayudar a minimizar contaminantes emitidos a la atmósfera en los productos de la combustión; como las variaciones de la dinámica de la temperatura en el múltiple de admisión del motor que repercutirá en fluctuaciones de velocidad en el modelo. Información Teórica que será importante para nuestro proyecto de investigación experimental.

2.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

En el área de la Ingeniería Mecánica los motores de combustión interna son una de las principales fuentes para la obtención de energía mecánica, y son más utilizadas por su simple funcionamiento y construcción en los sectores de la industria y en el transporte. El funcionamiento de los MCI consiste en la transformación de energía del combustible en energía mecánica, todo este proceso no es fácil de representar a través de ecuaciones matemáticas puesto que no se considera las pérdidas adicionales que existen dentro del motor.

Considerando los productos de la combustión, podemos afirmar que estas máquinas son los principales causantes del alto grado de contaminación ambiental en el mundo; porque en el análisis del ciclo del motor solamente se consume una pequeña parte del calor o energía térmica que se obtiene al quemar el combustible para realizar el trabajo efectivo o potencia efectivo y, en qué proporción están las pérdidas de calor que se llevan los gases de escape ,el medio refrigerante ,la combustion incompleta ,el aire del medio ambiente ,la radiación y otros factores externos.(Aybar V.,2005).

La preocupación por los efectos ambientalmente negativos de las acciones humanas, que afectan a la salud y el bienestar humano, todos afectados por el desarrollo económico, urbano e industrial, el desarrollo de la tesis contribuirá a que el impacto ambiental sea menor por la aplicación de los conocimientos

experimentales a que la combustión sea eficiente en los motores de combustión interna. Según el decreto Supremo N° 047-2001-MTC se tiene como referencia los siguientes índices de contaminación permisibles para vehículos livianos y medianos a gasolina, gas licuado de petróleo.

Cuadro 2.1: Índices de contaminación permisibles

| Vehículos Modelo | % CO | HC (ppm) | %CO + % CO₂ |
|-------------------------|-------------|-----------------|-------------------------------|
| Hasta 1995 | 3,0 | 400 | 10 |
| 1996 – 2002 | 3,5 | 300 | 10 |
| 2003 en adelante | 0,5 | 100 | 12 |

Fuente: Ministerio de transportes y comunicaciones

Vehículos a gasolina: únicamente para controles en carretera o vía pública a más de 1800 m.s.n.m. se aceptarán los siguientes valores:

Modelos hasta 1995 : HC 450 ppm y 8%: CO + CO₂

Modelos 1996 adelante : HC 350 ppm y 8%: CO + CO₂

2.3 JUSTIFICACIÓN

El tema que se desarrollará en la tesis se justifica y es importante en la coyuntura actual del calentamiento global de la tierra que fue causa del fenómeno del niño costero que causó los desastres en la costa del Perú al inicio del año. Considerando que el bióxido de carbono (CO₂) es el causante principal del calentamiento global de la tierra a través del efecto invernadero y, precisamente este gas es un producto de la combustión que se genera en el funcionamiento de un motor gasolinero.

Por lo que estudiar y analizar termodinámicamente los productos de la combustión de un motor gasolinero al nivel del mar y en la altura, como tema de una

tesis, contribuirá académicamente en el aspecto de la investigación experimental de nuestra Escuela Profesional y; de los resultados que se obtendrán en la tesis a través del análisis comparativo de los parámetros termodinámicos que se determinarán en Ilo y Puno se obtendrán conclusiones que con aplicación de los conocimientos de ingeniería relativos a la energía, ayudarán a disminuir técnicamente la contaminación al ambiente por la generación de productos de la combustión de un motor gasolinero.

Económicamente, desde el punto de vista de la ingeniería, la combustión debe ser completa, para que los productos de combustión sean los óptimos y así obtener 3,5 veces más energía en la combustión; porque la combustión incompleta deja en los productos, combustible sin quemar en las formas de “combustible vivo”, monóxido de carbono o carbono elemental; este combustible sin quemar representa una inversión no utilizada y por lo tanto mayores costos de producción. Las conclusiones técnicas de la tesis contribuirán a que el proceso de combustión en el motor tienda a ser completa, lo que implicará también contribuir al cuidado del aire del medio ambiente.

2.4. MARCO TEÓRICO

2.4.1. MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.

Un motor de combustión interna es básicamente una máquina que mezcla oxígeno con combustible gasificado. Una vez mezclados íntimamente y confinados en un espacio denominado cámara de combustión, los gases son encendidos para quemarse (combustión). Debido a su diseño, el motor, utiliza el calor generado por la combustión, como energía para producir el movimiento giratorio.

2.4.1.1. TIPOS DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

Hay diversos tipos de motores. La primera diferencia que puede hacerse esta en el tipo de combustión, así, por un lado tenemos los motores de combustión

externa en el que la combustión se lo realiza en un sistema aparte del motor propiamente dicho, es decir, que la producción de energía calorífica tiene lugar en un sistema y la transformación del calor en energía mecánica en otro diferente (Por ejemplo la clásica locomotora de vapor).

Los motores de combustión interna en los que la combustión para la producción de energía calorífica se lleva a cabo en el mismo sistema que transforma dicha energía en energía mecánica, a este tipo pertenecen los motores de automóviles, cortadoras de césped, aviones, etc. Los motores de combustión interna pueden ser de encendido por chispa y motores de autoencendido.

2.4.2. CICLOS TEÓRICOS DE LOS MOTORES (MCI)

2.4.2.1. CICLO A VOLUMEN CONSTANTE

El ciclo a volumen constante es el ciclo ideal para las máquinas reciprocantes de encendido por chispa. En la mayoría de las máquinas de encendido por chispa el pistón ejecuta cuatro tiempos completos (dos ciclos mecánicos) dentro del cilindro, y el cigüeñal completa dos revoluciones por cada ciclo termodinámico.

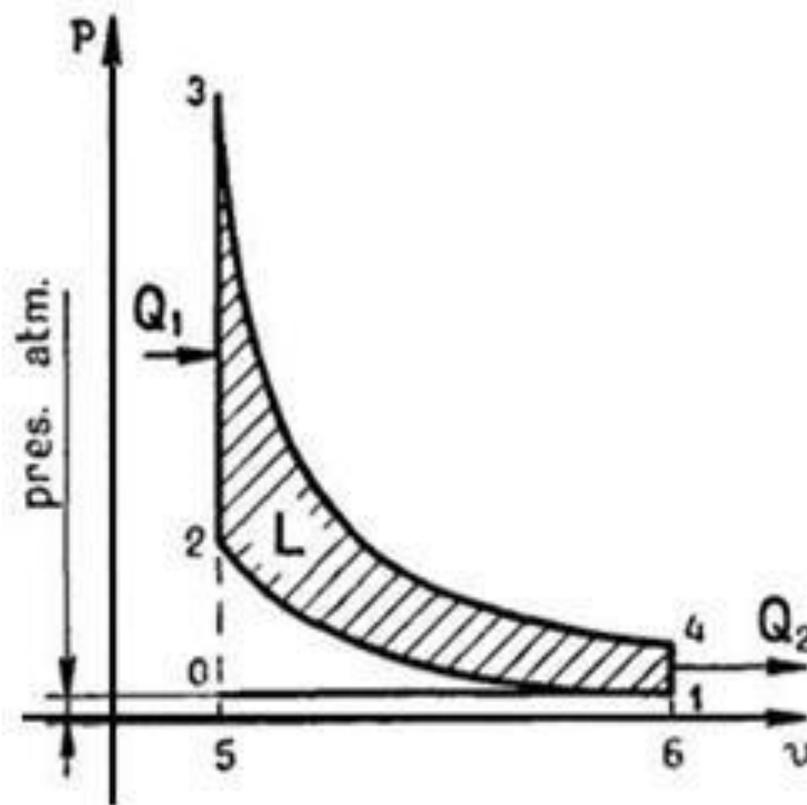
Estas máquinas son llamadas de combustión interna de cuatro tiempos. El ciclo de volumen constante se compone de cuatro procesos que son:

1-2 Compresión isentrópica (sin intercambio de calor con el exterior).

2-3 Adición de calor a volumen constante.

3-4 Expansión isentrópica.

4-1 Rechazo de calor a volumen constante sustracción instantánea del calor.

Ilustración 2.1: Ciclo teórico a volumen (presión) constante

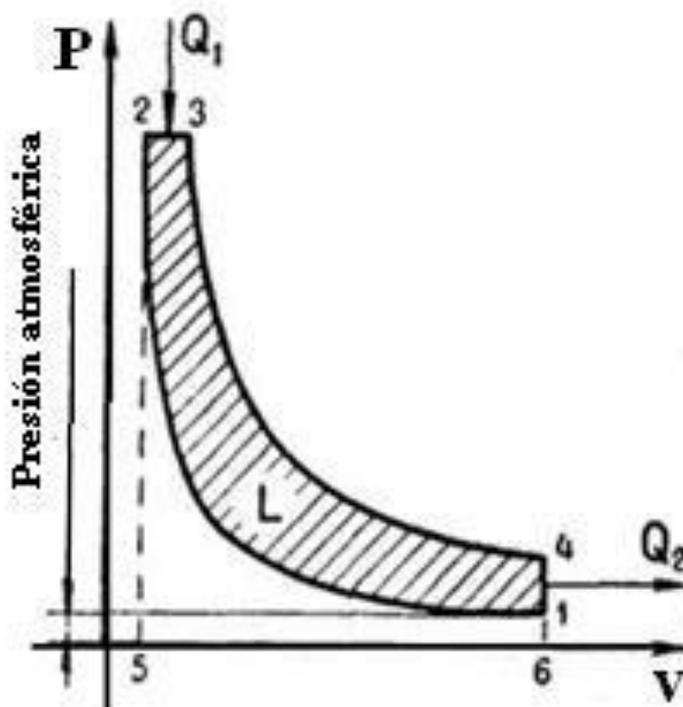
(Fuente: Dante Giacosa Motores endotérmicos Pág. 50)

2.4.2.2. CICLO TEÓRICO A PRESIÓN CONSTANTE.

Es el ciclo teórico de los motores de encendido por compresión, también llamados de autoencendido. El ciclo teórico a presión constante está formado por cuatro líneas térmicas que representa:

- 1-2 Compresión Adiabática
- 2-3 Introducción del calor a presión constante
- 3-4 Expansión Adiabática.
- 4-1 La expulsión del calor a volumen constante.

Ilustración 2.1.: Ciclo teórico a presión constante



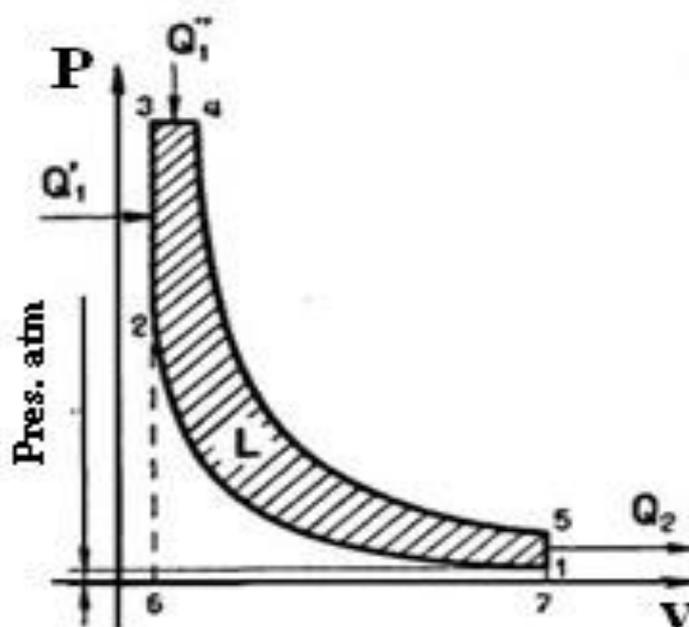
(Fuente: Dante Giacosa Motores endotérmicos Pág. 52)

2.4.2.3. CICLO MIXTO

Las condiciones reales de funcionamiento de los motores de encendido por chispa y los motores de auto encendido, difieren notablemente de los ciclos ideales de cada uno. Para los motores de autoencendido (presión constante), el proceso de combustión se aproxima a una transformación a presión constante sólo en el caso de los motores excepcionalmente grandes y lentos.

El diagrama real muestra que, en condiciones normales, la combustión se lleva a cabo, en los motores de autoencendido, según un proceso que se aproxima a la combinación de una transformación a volumen constante y otra a presión constante.

Ilustración 2.2: ciclo teórico mixto



(Fuente: Dante Giacosa Motores endotérmicos Pág. 55)

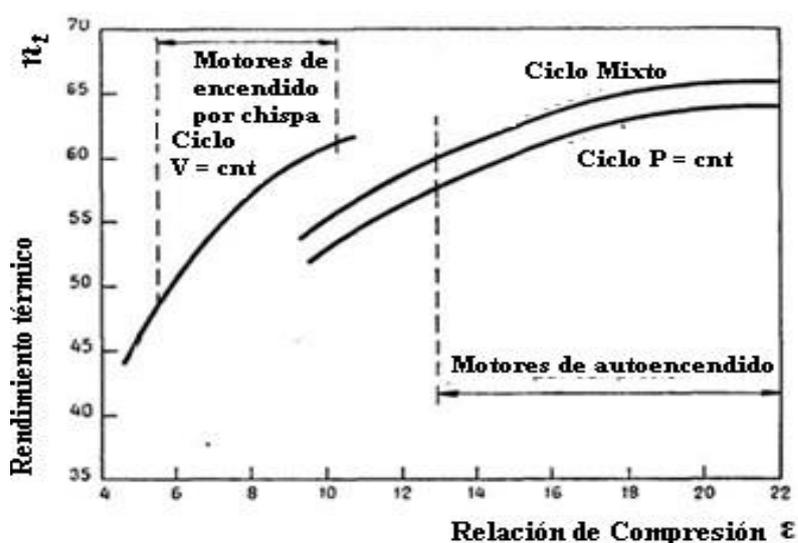
Se puede afirmar que, en la práctica, los ciclos a volumen constante y de presión constante se aproximan mucho en la forma, hasta el punto de poderlos considerar como casos particulares de un ciclo mixto, en el cual, parte de la combustión se verifica a volumen constante, y parte, a presión constante. Este ciclo teórico está representado en la figura 2-3 y se conoce en el nombre de ciclo mixto.

En este ciclo, después de la fase de compresión adiabática 1-2, sobreviene, como en el ciclo de volumen, una fase de combustión a volumen constante 2-3, durante la cual se introduce la cantidad de calor Q_1' y luego, como en el ciclo de presión, una fase 3-4 de combustión a presión constante, en cuyo decurso se introduce la cantidad de calor Q_1'' . Siguen después dos fases sucesivas, una, de expansión adiabática 4-5, y otra, de sustracción, a volumen constante 5-1, de la cantidad de calor Q_2 .

2.4.2.4. COMPARACIÓN ENTRE LOS CICLOS TEÓRICOS

Para comparar los ciclos ideales, se debe tomar en cuenta algunos factores de cuyo valor dependen la forma y la superficie del diagrama, como son: la relación de compresión, la presión máxima, la cantidad de calor suministrado, la de calor sustraído y el trabajo útil. En la figura 4 se han trazado las curvas de las variaciones de rendimiento térmico ideal al variar la relación de compresión para los tres ciclos: Volumen constante, Presión constante y Mixto. Para el de presión constante y el mixto se ha elegido una relación de combustión a presión constante igual a 2. Como se ve en la figura, los rendimientos térmicos de los ciclos teóricos crecen al aumentar la relación de compresión. Para una determinada relación de este tipo, el ciclo a volumen constante da mayor rendimiento, mientras el ciclo de presión constante resulta de rendimiento menor. Por tanto, el motor de autoencendido tiene un rendimiento térmico superior al motor encendido por chispa.

Ilustración 2.3: comparación de los rendimientos térmicos de los ciclos teóricos



(Fuente: Dante Giacosa Motores endotérmicos Pág. 59).

2.4.2.5. CICLO REAL

El cual se lo obtiene experimentalmente por medio de diversos aparatos indicadores, que son capaces de registrar el diagrama de presiones en función de los volúmenes, en el cilindro de un motor en funcionamiento. Este diagrama nos permite obtener las condiciones reales del ciclo, con lo cual podemos realizar una comparación con los ciclos ideales como son las pérdidas de calor, la duración de combustión, las pérdidas causadas por el rozamiento del fluido, la duración del tiempo de abertura de las válvulas, el tiempo de encendido, así como de inyección y las pérdidas que se producen en el escape.

2.4.3. DIFERENCIA ENTRE LOS CICLOS TEÓRICOS Y LOS REALES

2.4.3.1 DIFERENCIA ENTRE LOS CICLOS TEÓRICO Y REAL DE LOS MOTORES DE ENCENDIDO POR CHISPA.

Entre el ciclo teórico y el real existen diferencias sustanciales tanto en la forma del diagrama como en los valores de temperaturas y presiones. Las causas de tales diferencias se fundamentan en las siguientes razones:

1) **Pérdidas de Calor.**- En el ciclo ideal se considera que no existe pérdidas de calor, mientras en el ciclo real no ocurre lo mismo debido a que se refrigera y lubrica el cilindro para garantizar un correcto funcionamiento del pistón, con lo cual se sede una parte de calor del fluido a las paredes del cilindro por tanto la fase de compresión y de expansión no son adiabáticas sino poli trópicas, lo cual produce una pérdida de trabajo superficie A de la figura 2-5.

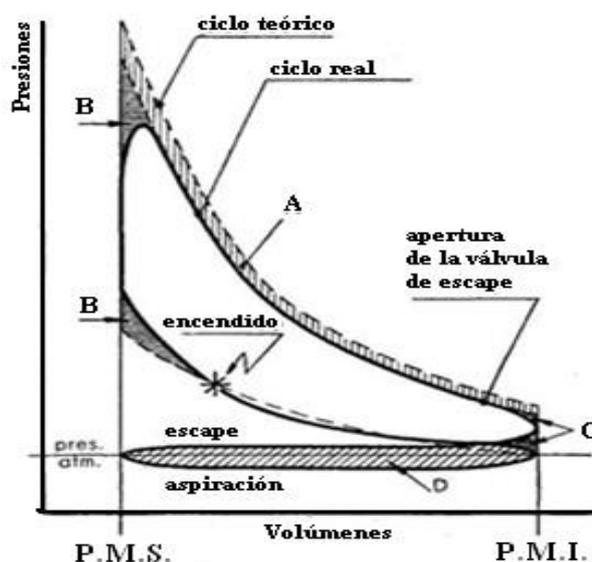
2) **Combustión no Instantánea.**- Para el ciclo ideal se considera que se lo realiza a volumen constante de manera instantánea, en el ciclo real esto no sucede ya que conlleva un cierto tiempo. Si el encendido se lo realizará justo en el P.M.S. la combustión ocurriría mientras el pistón se aleja de dicho punto, y el valor

de la presión sería inferior al previsto, con la correspondiente pérdida de trabajo útil. Por lo cual se debe anticipar el encendido para que la combustión suceda en su mayor parte, cuando el pistón se encuentra cerca del P.M.S.

Este anticipo produce un redondeamiento de la línea teórica 2-3 introducción de calor, lo que provoca una pérdida de trabajo útil superficie B, esta pérdida resulta bastante menor de la que se tendría sin adelantar el encendido.

3) Tiempo de Abertura de la Válvula de escape .- En el ciclo ideal se supone que la sustracción de calor se lo realiza en el P.M.I., en el ciclo real la sustracción de calor se la realiza en un tiempo relativamente largo; la válvula de escape tiene que abrirse con anticipación para darle tiempo a que pueda salir una parte de los gases del cilindro antes de que el pistón llegue al P.M.I., de manera que su presión descienda cerca del valor de la presión exterior al comienzo de la carrera de expulsión. Esto provoca una pérdida de trabajo útil superficie C, que es menor que la que se tendría sin el adelanto de la apertura de la válvula de escape.

Ilustración 2.4: comparación del ciclo teórico e indicado a volumen constante



(Fuente: Dante Giacosa Motores endotérmicos Pág. 70)

Dentro de las diferencias en los valores de la Presión y Temperatura Máxima:

1.-Variación de los calores específicos.- Aumento de los calores específicos tanto el de volumen constante como el de presión constante de un gas real crecen con la temperatura. Por lo cual los valores de presión y temperatura máxima resultan inferiores a las que se obtendrían en el caso que los calores específicos permanecieran constantes al variar la temperatura, los productos de la combustión tiene calores específicos mayores que el aire, por lo tanto, los valores de presión y temperatura máxima en el ciclo real es inferior al obtenido en un ciclo ideal.

2.-Disociación en la Combustión .- Los productos de la combustión son esencialmente CO₂ Y H₂O, además de otros componentes como son CO, H₂ Y O₂. La disociación de estos productos es una reacción que se lleva a cabo con absorción de calor, la temperatura máxima que se puede alcanzar es menor y se pierde una cierta cantidad de trabajo.

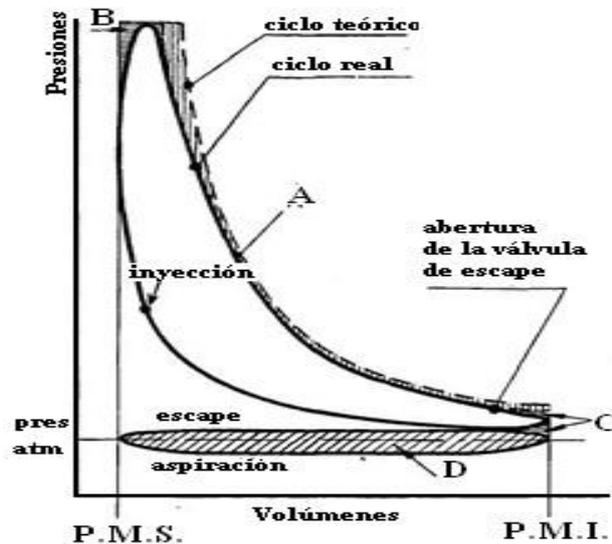
3.-La carrera de aspiración.- La presión que se obtiene en el cilindro es inferior a la que se tiene durante la carrera de escape, excepto casos particulares, en el curso de la aspiración, la presión es inferior a la atmosférica, mientras en el escape es superior. Por lo tanto, se crea una superficie negativa D (ilustración 5), que representa el trabajo perdido. El esfuerzo realizado por el motor para efectuar la aspiración y el escape se llama trabajo de bombeo y está, por lo general, comprendido en el trabajo perdido por rozamientos.

2.4.3.2 DIFERENCIA ENTRE LOS CICLOS TEÓRICO Y REAL DE LOS MOTORES MAE.

Estas diferencias se encuentran tanto en el diagrama como en los valores de presión y temperatura. Algunas de esas diferencias corresponden a las de los motores MECH, como por ejemplo, las debidas a la variación de los calores

específicos, a la pérdida de calor y al tiempo de abertura de la válvula de escape.

Ilustración 2.5: Comparación de ciclo teórico y real a presión constante



(Fuente: Dante Giacosa Motores endotérmicos Pág. 72).

1. Combustión a Presión Constante .-De la figura 2-6, el ciclo real la combustión se realiza en tales condiciones, que la presión varía durante el proceso, mientras en el ciclo ideal se supone que se mantiene constante. En la realidad, una parte de la combustión se lleva a cabo a volumen constante y otra parte se la realiza a presión constante, casi como ocurre en el ciclo real de los MECH, tan sólo en el caso de los motores muy lentos se produce de forma que se aproxima al proceso ideal.

2. Disociación de los Productos de la Combustión.-En los motores de autoencendido, la disociación no tiene un efecto tan importante como en los motores de encendido por chispa, ya que el exceso de aire y la mezcla de los productos de la

Combustión son tales, que reducen la temperatura máxima y, en consecuencia, también la disociación de dichos productos.

3. Pérdida por Bombeo.-Las pérdidas por bombeo son inferiores a las producidas en los motores de encendido por chispa, puesto que no existe estrangulamiento en el aire de aspiración; en los motores de auto encendido no existe la válvula de mariposa característica de los MECH, provistos del inyector. Por ende la superficie negativa del ciclo real de los MAE es menor que la obtenida en los MECH.

2.4.3.3. DIAGRAMA DE PRESIONES VS ANGULO

En la ilustración 7 se representa el diagrama relativo de un motor de combustión interna de cuatro tiempos, en el ciclo real las transformaciones no se verifican, según el ciclo ideal, entre los límites representados por los puntos muertos. Por lo tanto las fases del ciclo se cumplen durante desplazamientos angulares de la manivela, los cuales son diferentes entre sí y difieren, a la vez, de los correspondientes a la carrera del pistón. Los valores de la presión durante el desarrollo del ciclo:

1.-ADMISIÓN

Aspiración 1-2, en el interior del cilindro presión ligeramente superior a la atmosférica por no haber terminado todavía la fase de escape. Cuando el pistón se encuentra en el punto 2, en su carrera hacia el P.M.I., aspira cierta cantidad de aire o mezcla gaseosa a través de la válvula de aspiración, abierta oportunamente, durante casi toda esta fase existe una presión menor que la exterior, a causa de la resistencia que encuentra el gas en los conductos. Lo que origina la llamada depresión en la aspiración, la cual resulta tanto más intensa cuanto mayor es la velocidad del gas, por razón de la mayor resistencia que este fluido ha de

vencer a su paso por dichos conductos, esta fase representa trabajo pasivo. En el punto 3 el pistón inicia su carrera de retorno, el ambiente en el cilindro se encuentra todavía en depresión; por este motivo, y a pesar del movimiento contrario del pistón, continúa la introducción del fluido hasta 4, punto donde se igualan la presión interna y la atmosférica. En este punto se debe cerrar la válvula de aspiración.

Si el conducto de admisión es largo, se puede utilizar el efecto de inercia de la columna gaseosa, para continuar la admisión después del punto 4 retardando, para ello, el cierre de la válvula. En el punto 4 se inicia, pues, la verdadera compresión.

2.-COMPRESIÓN

La compresión de la carga se produce como consecuencia del movimiento del pistón en la fase 4-6. Teniendo en cuenta que la combustión requiere un cierto tiempo para realizarse, a fin de conseguir el mejor desarrollo de la fase útil (combustión y expansión) se efectúa el encendido antes del P.M.S. El punto 6 nos da el valor máximo de la presión sin encendido.

3.-COMBUSTIÓN Y EXPANSIÓN

Con el encendido en el punto 5, un poco antes de terminar la fase de compresión se inicia la combustión, la cual origina una repentina elevación de temperatura y de presión que alcanza su valor máximo en el punto 7. La combustión finaliza cuando el pistón ha recorrido ya una parte de la carrera. Terminada la combustión, sobreviene la expansión. El volumen aumenta y la presión experimenta un rápido descenso, ocasionada también, en parte, por la transmisión de calor a las paredes del cilindro. La expansión debería prolongarse cuando fuera posible para aprovechar al máximo la fase útil, es decir, hasta la proximidad del P.M.I., en la práctica, para facilitar la expulsión de los gases, se interrumpe ésta con la

abertura anticipada respecto al punto muerto inferior de la válvula de escape en el punto 8.

4.-ESCAPE

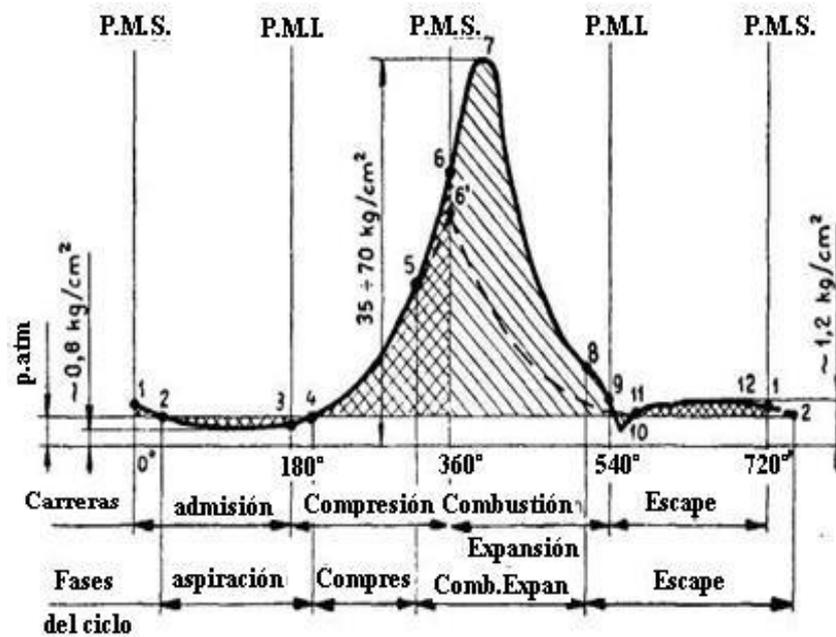
Al momento de la apertura de la válvula de escape los gases tienen una presión superior a la atmosférica por lo cual se descargan con violencia al exterior, esto ocurre casi a volumen constante la presión desciende con rapidez primera fase. En el punto 9, cuando se inicia la carrera de escape, es poco superior a la atmosférica, con tendencia a descender aún más durante la primera parte de esta carrera. Puede ocurrir, si los conductos de escape son largos, que, por efecto de la inercia de la columna gaseosa, se produzca en 10 una intensa depresión.

En 11 se inicia el segundo período de la fase, el pistón expulsa los gases que ocupan todavía el cilindro. Este período transcurre con presión ligeramente superior a la atmosférica por la resistencia que han de vencer los gases al atravesar la válvula y los conductos de escape, y representa, por consiguiente, trabajo positivo.

El pistón no puede, sin embargo, expulsar todos los gases, porque una parte de ellos ocupa la cámara de combustión. En 1, al final de la carrera de escape, la presión tiene todavía un valor ligeramente superior a la atmosférica; por tal motivo se prolonga la fase hasta el punto 2. Mientras tanto ha comenzado la apertura en 12 de la válvula de admisión, de tal suerte que en 2 se encuentra ya totalmente abierta, y ofrece en este punto la sección máxima de paso para la nueva fase de aspiración. Comienza así un nuevo ciclo, que se repetirá con regularidad.

En la figura 2-7, la superficie rayada representa el trabajo útil, mientras que la señalada con rayado doble indica trabajo pasivo, y la línea de trazos, la marcha de la presión cuando no hay combustión.

Ilustración 2.6: Diagrama de presiones



(Fuente: Dante Giacosa Motores endotérmicos Pág. 79).

2.4.4. COMBUSTIÓN Y COMBUSTIBLE

2.4.4.1 COMBUSTIÓN

La combustión es una reacción química que consiste en la oxidación violenta de un elemento con desprendimiento de calor, generalmente, llamas. Intervienen en la misma el combustible y el oxígeno como comburente.

En un motor de encendido por chispa, se hace saltar está en el cilindro cuando la mezcla aire-gasolina se encuentra fuertemente comprimido y caliente, iniciándose en ese instante la combustión de la misma. Alrededor de la chispa se forma el foco inicial de encendido de la mezcla, propagándose la combustión a toda ella formando un frente de llama que progresa a gran velocidad, por cuya causa a esta combustión se le da el nombre de explosión. En un motor de autoencendido el cual difiere del motor de encendido por chispa en cuanto al proceso de combustión, esencialmente debido a que el encendido del diésel, en el interior del cilindro se produce sin la

intervención de una chispa, sino gracias a la gran presión existente eleva la temperatura del aire para provocar un autoencendido de la mezcla.

2.4.4.2. COMBUSTIBLE

Cualquier material que puede quemarse para liberar energía recibe el nombre de combustible, los cuales se encuentran formados por carbono e hidrógeno a los que se denomina combustibles hidrocarburos existen en todas las fases, y algunos son el carbón, la gasolina y el gas natural. Los combustibles son sustancias que al combinarse con el oxígeno producen un gran desprendimiento de calor.

2.4.4.3. PODER CALORÍFICO

La energía calorífica liberada por un combustible al quemarse, es tanto mayor, cuando mayor sea su poder calorífico. El poder calorífico de un combustible es la cantidad de calor contenida o que se puede obtener de la unidad de masa o volumen de un combustible.

2.4.4.4. PROCESOS DE LA COMBUSTIÓN TEÓRICA Y REAL

Un proceso de combustión es completa cuando todo el carbono del combustible se transforma en CO_2 , todo el hidrogeno se transforma en H_2O y todo el azufre si lo hay en S_2O , esto se obtiene si todos los componentes del combustible se queman totalmente durante el proceso de combustión.

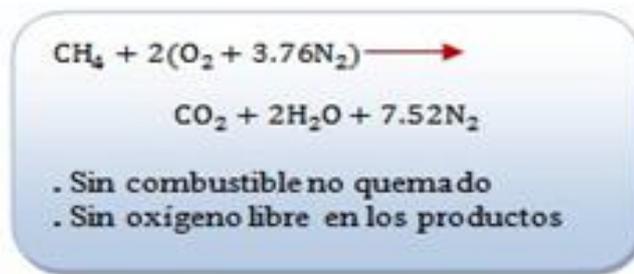
Ilustración 2.7: Proceso de combustion completa



(Fuente: Yunus.A.Cengel Termodinámica V edición Pág.756)

Un proceso de combustión es incompleto si los productos de la combustión contienen algo de combustible o componentes no quemados como C, H₂, CO, o bien OH. La falta de oxígeno da lugar a una combustión incompleta. La cantidad de mínima de aire necesario para que se realice una combustión completa de un combustible recibe el nombre de aire estequiométrico o teórico, de manera que cuando un combustible se quema por completo con aire teórico; no estará el oxígeno sin combinar el producto de los gases.

Ilustración 2.8: Proceso de una combustion teórica



(Fuente: Yunus.A.Cengel Termodinámica V edición Pág. 756).

El aire teórico también se lo conoce con el nombre de cantidad de aire químicamente correcta o aire 100% teórico.

$$l_o = \frac{1}{0.23} \times \left(\frac{8}{3}C + 8H - 0C\right) \dots \dots \dots (2.1)$$

DONDE:

Lo = cantidad de aire teórico para una combustión completa Kg

C = cantidad fraccionaria de carbono en porcentaje

H = cantidad fraccionaria de hidrogeno en porcentaje

En los procesos de combustión reales es común emplear más aire que la estequiométrica con la finalidad de obtener una combustión completa o para

controlar la temperatura de la cámara de combustión. La cantidad de aire en exceso que la estequiométrica se llama exceso de aire porcentual o aire teórico Porcentual.

$$l_o = \frac{1}{0.23} \times \left(\frac{8}{3} C (2 - \phi) + 8H - 0C \right) \dots \dots \dots (2.2)$$

DONDE:

Lo = cantidad de aire presente en la combustión incompleta Kg

C = cantidad fraccionaria de carbono en porcentaje

H = cantidad fraccionaria de hidrogeno en porcentaje

Φ = deficiencia de oxigeno

α = coeficiente de aire

$$\alpha = \frac{1}{l_o} \dots \dots \dots (2.3)$$

DONDE:

α = coeficiente de aire

l = cantidad real de aire

Lo = cantidad teórica de aire

α = 1 Combustión completa (estequiometrica) MECH

α < 1 Combustión incompleta (deficiencia de aire) MECH

α > 1 Combustión completa (exceso de aire) MAE

α = 0.8 – 1.2 MECH

α = 1.4 – 1.6 MAE

$$\phi = 2(1 - \alpha) \left(1 + 3 \frac{H}{C} \right) \dots \dots \dots (2.4)$$

2.4.5 CARACTERÍSTICAS DE LOS COMBUSTIBLES DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

2.4.5.1 LA GASOLINA

El combustible empleado en los motores de encendido por chispa es la gasolina; combustible líquido formado por una mezcla de hidrocarburos derivados del petróleo mediante destilación.

2.4.5.2 PROPIEDADES DE LA GASOLINA

- Densidad: de 0.71 a 0.75 (es más ligera que el agua).
- Poder calorífico: de 10500 a 11000Kcal/Kg.
- Punto de inflamación: entre 45 y 93°C.
- Punto de combustión: un poco superior al punto de inflamación
- Para su combustión completa, 1 Kg de gasolina necesita unos 15.5 Kg de aire.

2.4.5.3. NÚMERO DE OCTANOS

Es una medida de la resistencia del combustible al golpeteo de la máquina causada por la combustión prematura. Este índice se establece con una mezcla de referencia (patrón), que está formada por 2 hidrocarburos: heptano e isoctano. El isoctano posee índice 100 octanos. Para establecer el patrón de 80 octanos, se mezcla 80% de isoctano con 20% de heptano. El proceso de refinación de petróleo, que se emplea en la fabricación de bencina comercial, permite obtener un índice natural de 40 a 70 octanos. Para alcanzar mayor índice de octanos se agregan químicos (aditivos), que mejoran la resistencia a la detonación.

2.4.5.4. EL GASÓLEO (DIESEL)

El combustible empleado en los motores de autoencendido, tanto para turismo como para vehículos pesados, es el gasóleo o gas-oíl (diésel).

2.4.5.5. PROPIEDADES DEL GASÓLEO

- Densidad de 0.85 a 0.93 g/cm³ algo más ligero que el agua.
- Poder calorífico alrededor de 10000 a 10800 Kcal/Kg.
- Punto de inflamación a partir de 76°C.
- Punto de combustión cerca a los 100°C.
- Para su combustión completa, 1 Kg de gasóleo necesita unos 14 Kg de aire.

2.4.5.6. RETARDO A LA INFLAMACIÓN

El avance a la inyección trae como consecuencia un mayor retardo a la inflamación. Con el avance a la inyección, esta se reinicia cuando el émbolo sube comprimiendo el aire, sin haber alcanzado todavía la presión y temperatura finales. Esto hace que el combustible que va entrando no puede arder inmediatamente. La inyección de combustible no es instantánea, sino que se va haciendo de forma gradual para que el gasóleo se vaya quemando según va alcanzando la temperatura necesaria en el seno del aire, y su combustión sea progresiva.

En un motor de encendido por chispa se inicia un solo foco de ignición, causado por la bujía, y la progresividad es consecuencia del quemado de la mezcla por capas. En el motor de autoencendido, el gasóleo se esparce por la cámara y cuando está en condiciones de arder, lo hace en varios puntos a la vez. Si empieza arder al principio de la inyección, al ser poca la cantidad de gasóleo la combustión es suave y continúa así si se va quemando conforme entra. Pero si se acumula combustible, al ser varios los focos de ignición, la combustión es excesivamente rápida, y alcanza los valores de presión máxima cuando el émbolo aún no ha terminado de subir, produciendo los clásicos golpeteos.

El retardo a la inflamación depende:

- ✓ Del avance a la inyección.- El avance excesivo favorece el retardo

- ✓ Del grado de la pulverización del gasóleo.- Cuanto menores sean las gotas más fácil será calentarlas.
- ✓ De la turbulencia.- La turbulencia facilita el calentamiento por renovación del aire entorno al combustible.
- ✓ De la relación de compresión.- Cuanto mayor sea esta, mayor presión hay en el momento de la inyección.
- ✓ De la temperatura del aire y del motor.
- ✓ Del número de Cetano.- Cuanto mayor sea este, mayor facilidad de encendido.

2.4.5.7. EL NÚMERO DE CETANO.

El número de cetano, es un índice que se utiliza para caracterizar la facilidad de inflamación de los combustibles utilizados en los motores de autoencendido. Para determinar el número de cetano de un combustible, se compara la facilidad de inflamación del combustible en cuestión, con la de un combustible de referencia formado por una mezcla de Cetano puro con Alfa metil naftaleno. El Cetano puro es un hidrocarburo con óptima facilidad de inflamación y se le asigna convencionalmente el número 100, mientras que el Alfametilnaftaleno es todo lo contrario, es otro hidrocarburo con muy escasa facilidad de inflamación y se le asigna el número 0. El gasóleo para automoción tiene un N.C. de 45 a 55, es decir, que tiene la misma facilidad de inflamación que una mezcla del 45 al 55% de cetano y del 55 a 145% de alfa-metil-naftaleno.

2.4.6 PARTES CONSTITUTIVAS DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.

2.4.6.1 ELEMENTOS FIJOS.

Dentro de los elementos fijos de un motor de combustión interna tenemos los siguientes como son:

1.-La Culata

La culata constituye una pieza de hierro fundido (o de aluminio en algunos motores), que va colocada encima del bloque del motor. Su función es sellar la parte superior de los cilindros para evitar pérdidas de compresión y salida inapropiada de los gases de escape. En la culata se encuentran situadas las válvulas de admisión y de escape, así como las bujías.

Posee, además, dos conductos internos: uno conectado al múltiple de admisión (para permitir que la mezcla aire-combustible penetre en la cámara de Combustión del cilindro) y otro conectado al múltiple de escape (para permitir que los gases producidos por la combustión sean expulsados al medio ambiente). Posee, además, otros conductos que permiten la circulación de agua para su refrigeración.

2.-El bloque

En el bloque están ubicados los cilindros con sus respectivas camisas, que son barrenos o cavidades practicadas en el mismo, por cuyo espacio se desplazan los pistones. Estos últimos se consideran el corazón del motor.

Ilustración 2.9: Bloque de un motor de combustión interna

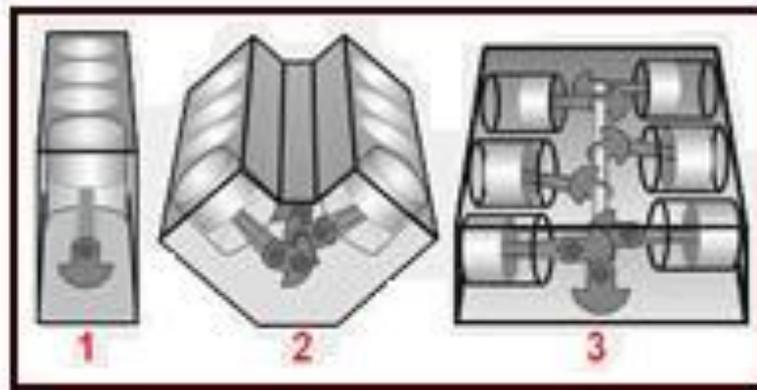


(Fuente: Antonio Salinas Villar. Motores. Pág. 76)

El bloque del motor debe poseer rigidez, poco peso y poca dimensión, de acuerdo con la potencia que desarrolle. Las disposiciones más frecuentes que podemos encontrar de los cilindros en los bloques de los motores de combustión interna son las siguientes:

- 1.- En línea
- 2.- En V
- 3.- Planos con los cilindros opuestos

Ilustración 2.10: Disposición de los cilindros



(Fuente: Manual CEAC del Automóvil. Pág.59)

Los bloques en línea pueden contener 3, 4, 5 ó 6 cilindros. Los motores con bloques en V tienen los cilindros dispuestos en doble hilera en forma de “V”. Los más comunes que se pueden encontrar son: V-6, V-8, V-10, y V-12. Los bloques planos son poco utilizados en los motores de encendido por chispa, aunque se pueden encontrar de 4, 6 y hasta de 12 cilindros en unas pocas marcas de coches.

3.- El Cárter

Es el lugar donde se deposita el aceite del lubricante que permite lubricar el cigüeñal, los pistones, el árbol de levas y otros mecanismos móviles del motor.

Durante el tiempo de funcionamiento del motor una bomba de aceite extrae el lubricante del cárter y lo envía a los mecanismos que requieren lubricación. Existen también algunos tipos de motores que en lugar de una bomba de aceite emplean el propio cigüeñal, sumergido parcialmente dentro del aceite del cárter, para lubricar “por salpicadura” el mismo cigüeñal, los pistones y el árbol de levas.

Ilustración 2.11: Carter de un motor de combustion interna



(Fuente: Antonio Salinas Villar. Motores. Pág. 98)

2.4.6.2. ELEMENTOS MÓVILES

1.- PISTÓN

El pistón constituye una especie de cubo invertido, de aluminio fundido en la mayoría de los casos, vaciado interiormente. En su parte externa posee tres ranuras donde se insertan los aros de compresión y el aro rascador de aceite.

Más abajo de la zona donde se colocan los aros existen dos agujeros enfrentados uno contra el otro, que sirven para atravesar y fijar el bulón que articula el pistón con la biela.

Ilustración 2.12: Pistón de un motor de combustion interna

(Fuente: http://asifunciona.com/mecanica/af_motor_gasolina/af_motor_gasolina_8.htm.)

2.- EL BULÓN

Es una pieza de acero que articula la biela con el pistón. Es la pieza que más esfuerzo tiene que soportar dentro del motor.

3.- BIELA

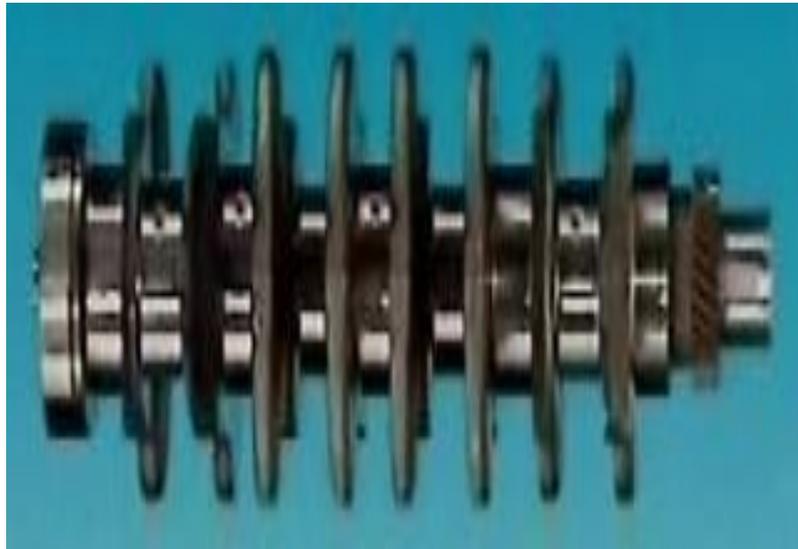
Es una pieza metálica de forma alargada que une el pistón con el cigüeñal para convertir el movimiento lineal y alternativo del primero en movimiento giratorio en el segundo. La biela tiene en cada uno de sus extremos un punto de rotación: uno para soportar el bulón que la une con el pistón y otro para los cojinetes que la articula con el cigüeñal. Las bielas pueden tener un conducto interno que sirve para hacer llegar a presión el aceite lubricante al pistón.

4.- CIGÜEÑAL

Constituye un eje con manivelas, con dos o más puntos que se apoyan en una bancada integrada en la parte superior del cárter y que queda cubierto después por el propio bloque del motor, lo que le permite poder girar con suavidad. La manivela o las manivelas (cuando existe más de un cilindro) que posee el cigüeñal, giran de forma excéntrica con respecto al eje. En cada una de las manivelas

se fijan los cojinetes de las bielas que le transmiten al cigüeñal la fuerza que desarrollan los pistones durante el tiempo de explosión.

Ilustración 2.13: cigüeñal de un motor de combustion interna



(Fuente: Antonio Salinas Villar. Motores.Pág.126)

5.- VOLANTE

Es una rueda metálica dentada, situada al final del eje del cigüeñal, que absorbe o acumula parte de la energía cinética que se produce durante el tiempo de explosión y la devuelve después al cigüeñal para mantenerlo girando.

2.4.7. SISTEMAS DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

1.- CÁMARA DE COMBUSTIÓN

La cámara de combustión es un cilindro, por lo general fijo, cerrado en un extremo y dentro del cual se desliza un pistón muy ajustado al cilindro. La posición hacia dentro y hacia fuera del pistón modifica el volumen que existe entre la cara interior del pistón y las paredes de la cámara.

La cara exterior del pistón está unida por una biela al cigüeñal, que convierte en movimiento rotatorio el movimiento lineal del pistón.

2.- SISTEMA DE ALIMENTACIÓN

El sistema de alimentación de combustible de un motor de encendido por chispa consta de un depósito, una bomba de combustible y un dispositivo dosificador de combustible que vaporiza o atomiza el combustible desde el estado líquido, en las proporciones correctas para poder ser quemado. Actualmente se utiliza el sistema de inyección en los motores (MECH).

En los motores de autoencendido se dosifica el combustible gasoil de manera no proporcional al aire que entra, sino en función del mando de aceleración y el régimen motor (mecanismo de regulación) mediante una Bomba inyectora de combustible.

3.- SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

Cada cilindro toma el combustible y expulsa los gases a través de válvulas de cabezal o válvulas deslizantes. Un muelle mantiene cerradas las válvulas hasta que se abren en el momento adecuado, al actuar las levas de un árbol de levas rotatorio movido por el cigüeñal, estando el conjunto coordinado mediante la cadena o la correa de distribución.

4.- SISTEMA DE ENCENDIDO

Los motores necesitan una forma de iniciar la ignición del combustible dentro del cilindro. En los motores de encendido por chispa, el sistema de ignición consiste en un componente llamado bobina de encendido.

El dispositivo que produce la ignición es la bujía que, fijado en cada cilindro, dispone de dos electrodos separados unos milímetros, entre los cuales el impulso eléctrico produce una chispa, que inflama el combustible.

5.- SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Dado que la combustión produce calor, todos los motores deben disponer de algún tipo de sistema de refrigeración. Algunos motores estacionarios de automóviles y de aviones y los motores fuera de borda se refrigeran con aire.

En otros motores se utiliza refrigeración por agua, lo que implica que los cilindros se encuentran dentro de una carcasa llena de agua que en los automóviles se hace circular mediante una bomba. El agua se refrigera al pasar por las láminas de un radiador. Es importante que el líquido que se usa para enfriar el motor no sea agua común y corriente porque los motores de combustión trabajan regularmente a temperaturas más altas que la temperatura de ebullición del agua.

6.- SISTEMA DE ARRANQUE

Al contrario que los motores y las turbinas de vapor, los motores de combustión interna no producen un par de fuerzas cuando arrancan, lo que implica que debe provocarse el movimiento del cigüeñal para que se pueda iniciar el ciclo. Los motores de automoción utilizan un motor eléctrico (el motor de arranque) conectado al cigüeñal por un embrague automático que se desacopla en cuanto arranca el motor.

Por otro lado, algunos motores pequeños se arrancan a mano girando el cigüeñal con una cadena o tirando de una cuerda que se enrolla alrededor del volante del cigüeñal. Otros sistemas de encendido de motores son los iniciadores de inercia, que aceleran el volante manualmente o con un motor eléctrico hasta que tiene la velocidad suficiente como para mover el cigüeñal.

2.4.8. FUNDAMENTOS DE UN MOTOR DE CUATRO TIEMPOS

2.4.8.1 MOTOR DE ENCENDIDO POR CHISPA (MECH).

Está constituido por cuatro carreras o tiempos que se detallan a continuación:

1.-PRIMER TIEMPO ADMISIÓN.

La primera fase o tiempo de funcionamiento del motor se produce cuando se abre la válvula de admisión y desciende el émbolo. La depresión originada en el cilindro, por el aumento del espacio que va dejando el émbolo, hace que la mezcla de aire y gasolina pase a llenar ese espacio, cerrándose la válvula de admisión al finalizar la carrera de descenso del émbolo. El cigüeñal ha girado media vuelta.

2.-SEGUNDO TIEMPO COMPRESIÓN

Cuando el cigüeñal gira la media vuelta siguiente, las dos válvulas están cerradas y el émbolo sube comprimiendo la mezcla de aire y gasolina, hasta reducir su volumen al espacio que forma la cámara de compresión.

3.-TERCER TIEMPO EXPLOSIÓN

Estando la mezcla comprimida en la cámara, se produce el salto de la chispa en la bujía, que enciende la mezcla y provoca la explosión de la misma. La combustión de la mezcla es muy rápida, generando gran cantidad de calor que aumenta la temperatura del gas y eleva mucho más la presión que había al final de la compresión.

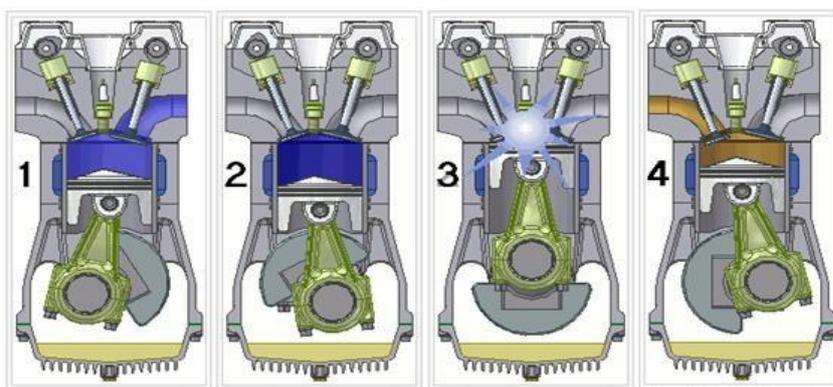
A partir de ese momento el émbolo, que ha superado el PMS (punto muerto superior), comienza a bajar empujado con fuerza por la explosión de los gases calientes.

A medida que baja el émbolo aumenta el volumen que ocupan los gases, y estos se van enfriando y perdiendo presión. Esta carrera descendente del émbolo, que hace girar el cigüeñal otra media vuelta es la que proporciona la fuerza para que funcione el motor. Este tiempo también se lo puede llamar explosión-expansión, denominación que agrupa las dos fases: de la explosión propiamente dicha y la de la expansión de los gases.

4.-CUARTO TIEMPO ESCAPE.

Al llegar el émbolo al PMI (punto muerto inferior), se abre la válvula de escape (que junto con la de admisión habían permanecido cerradas en los dos tiempos anteriores) y a través de ella, el émbolo que ya sube, expulsa los gases quemados al exterior, completándose así el ciclo de funcionamiento, ya que al bajar otra vez el émbolo se producirá una nueva admisión. Con cada ciclo del motor de explosión de cuatro tiempos el émbolo realiza cuatro carreras y el cigüeñal gira dos vueltas.

Ilustración 2.14: Tiempos de funcionamiento de un motor de encendido por chispa



(Fuente: http://asifunciona.com/mecanica/af_motor_gasolina/af_motor_gasolina_8.htm)

2.4.8.2. MOTOR DE AUTOENCENDIDO

En teoría, el ciclo de presión difiere del ciclo a volumen en que la combustión tiene lugar en este último a volumen constante en lugar de producirse a una presión constante. La mayoría de los motores de autoencendido son asimismo del ciclo de cuatro tiempos, salvo los de tamaño muy grande, ferroviario o marino, que son de dos tiempos. Las fases son diferentes de las de los motores de gasolina.

1.-PRIMER TIEMPO ADMISIÓN

El pistón sale hacia fuera, y se absorbe aire hacia la cámara de combustión.

2.-SEGUNDO TIEMPO COMPRESIÓN.

El pistón se acerca, el aire se comprime a una parte de su volumen original, lo cual hace que suba su temperatura hasta unos 850 °C. Al final de la fase de compresión se inyecta el combustible a gran presión mediante la inyección de combustible con lo que se atomiza dentro de la cámara de combustión, produciéndose la inflamación a causa de la alta temperatura del aire.

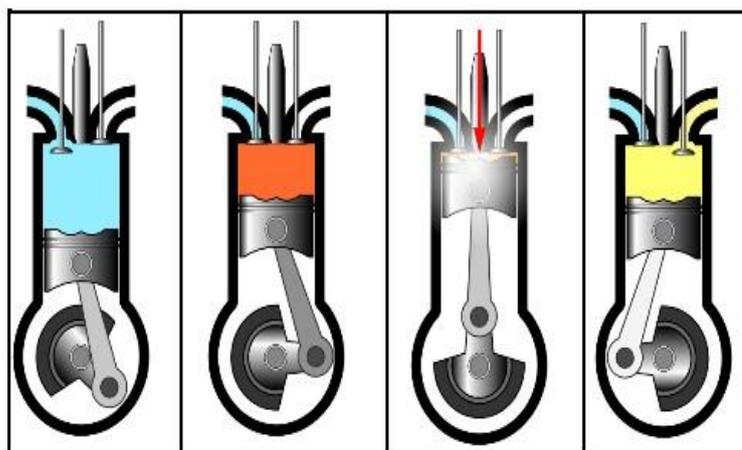
3.-TERCER TIEMPO

La fase de trabajo, la combustión empuja el pistón hacia fuera, transmitiendo la fuerza longitudinal al cigüeñal a través de la biela, transformándose en fuerza de giro par motor.

4.-CUARTO TIEMPO ESCAPE

La cuarta fase es, al igual que en los motores de encendido por chispa, la fase de escape, cuando vuelve el pistón hacia dentro. Algunos motores diésel utilizan un sistema auxiliar de ignición para encender el combustible al arrancar el motor y mientras alcanza la temperatura adecuada.

Ilustración 2.15: Tiempos de funcionamiento de un motor de auto encendido

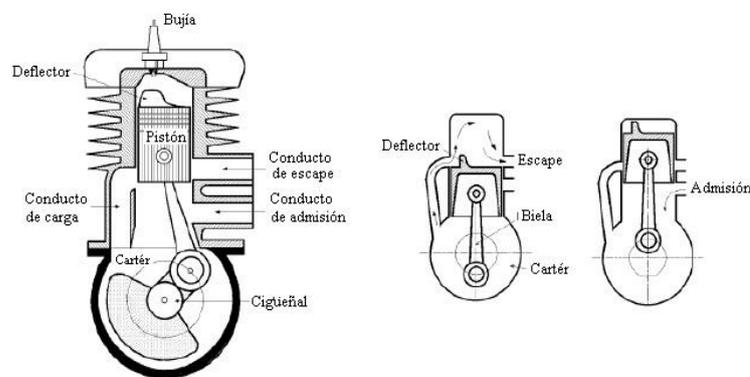


(Fuente: Antonio Salinas Villar. Motores.Pág.50)

2.4.9. MOTORES DE DOS TIEMPOS

También denominado motor de dos ciclos, es un motor de combustión interna el cual realiza las cuatro etapas (admisión, compresión, explosión, escape) cada dos carreras (una vuelta del cigüeñal), a diferencia del motor de cuatro tiempos que realiza las cuatro etapas cada cuatro carreras (dos vueltas del cigüeñal). Existen tanto de gasolina como de diésel.

Ilustración 2.16: Esquema de un motor de 2 tiempos



(Fuente: <http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/579/1/CD-0872.pdf>)

El motor de dos tiempos, en lugar de desarrollar una potencia del 100% mayor, solo desarrolla del 70-90% más que el motor de cuatro tiempos de la misma cilindrada o desplazamiento debido:

- ✓ Un barrido más pobre o incompleto.
- ✓ Una menor masa de mezcla de combustible para un desplazamiento dado del émbolo.
- ✓ Una mayor pérdida de combustible no quemado.
- ✓ Un pequeño consumo de energía para comprimir el aire que barre el cilindro.
- ✓ La pérdida de presión debida al escape prematuro.

Para un motor de dos tiempos, la diferencia radica en que las operaciones (0,1) y (1,0) la admisión y el escape no se realizan en dichas emboladas, por cuanto en estos motores existe un sistema de compresión que comunica con las lumbreras colocadas cerca del P.M.I.

El émbolo las descubre en su movimiento hacia dicho punto y las cierra en su carrera de vuelta, habiendo sustituido previamente los productos de la combustión por una nueva carga fresca carburada.

CAPÍTULO III

MATERIALES Y MÉTODOS

3.1. PREPARACIÓN DEL ENSAYO DE INGENIERÍA

Considerando que el tipo de investigación que se desarrolló es experimental o aplicativo de los conocimientos aprendidos en la Escuela Profesional Mecánica eléctrica sobre los motores de combustión interna referidos a los motores encendidos por chispa; para cumplir con el objetivo de la tesis que fue realizar el análisis experimental de los gases de la combustión de gasolinero BRIGG STRATION de 5 HP en el Laboratorio de Ingeniería Mecánica, se realizó un ensayo técnico para la toma de datos experimentales; para satisfacer con los objetivos de nuestra tesis se toma dos puntos importantes.

Primero se determina la lectura de los parámetros de medición del analizador de gases, cuyos resultados podrán ayudar determinar la relación de aire combustible teórico y real, la composición aproximada del combustible, las pérdidas debido a la combustión incompleta y el exceso de aire en el motor funcionando a diferente altitud.

Tal vez la parte más importante de un ensayo técnico o de ingeniería es su preparación. Esto involucró una decisión en cuanto al tiempo de ensayo que se realizó, el número de variables que se midieron, cómo se midieron esas variables, y la selección e instalación de los diversos instrumentos que eran necesarios. Fue esencial que como futuro ingeniero asegure que la preparación del ensayo se hizo correctamente.

En la ejecución del ensayo se tomó las debidas precauciones, para que en una serie de ensayos de prueba, no solo se obtuvieron los datos experimentales correctos, sino todos los datos necesarios. El tipo de ensayo que se realizó para determinar las relaciones que existen entre las variables dadas del funcionamiento del motor de

combustión interna gasolinero BRIGG STRATION de 5 HP, este tipo de ensayo de ingeniería adquiere el carácter de un trabajo de investigación. Para la realización del ensayo se requiere un motor de combustion interna, analizador de gases, tacómetro, termocupla, psicrómetro, cronometro. El proyecto de investigación cuenta con un motor gasolinero estacionario de fabricación EEUU, tiene pocas horas de trabajo, el uso que se le da con las características que cuenta son en varios sectores como en la agricultura, minería, construcción, ganadería, etc. Vale decir que sirve para accionar maquinas como molinos, bombas de agua, chancadoras, trilladoras, ventiladores, etc.

3.2. PROCOLO DE MEDICIÓN

La medición se realiza cuando el motor está en la temperatura de funcionamiento, para cada tipo de combustible y región estudiada se realizan cinco mediciones, en bajas revoluciones (ralentí 700 rpm) y en altas revoluciones (2500 rpm). El tiempo de medición es aproximadamente 30 segundos en cada prueba, para asegurarse de que el motor esté estable.

La medición estática de gases se realizó para cuatro parámetros que son hidrocarburos no combustionados HC (ppm), monóxido de carbono CO (%V), dióxido de carbono CO₂ (%V) y oxígeno O₂ (%V). Para la realización de las pruebas se sigue el protocolo que se describe en los siguientes nueve puntos:

Lugar del ensayo provincia de ilo (Moquegua) 15 m.s.n.m.

Temperatura : TBS = 16 °C TBH = 14 °C

Revoluciones del motor 700 a 2500 rpm

Fecha :viernes 18 de mayo del 2018

Humedad relativa : 65 %

Hora : 10:00 am

Lugar del ensayo provincia puno 3827 m.s.n.m.

Temperatura : TBS = 12°C TBH = 9 °C

Revoluciones del motor 700 a 2500 rpm

Fecha :martes 15 de mayo del 2018

Humedad relativa : 16 %

Hora : 10:00 am

1. Comprobar que el equipo haya pasado por un período de calentamiento y estabilización (5 minutos).
2. Verificar que el sistema de escape del motor no presente fugas ni salidas adicionales a las del diseño.
3. Revisar minuciosamente que el motor este bien fijado para evitar movimientos con su funcionamiento.
4. Verificar que el motor se encuentre a la temperatura normal de funcionamiento.
5. Conectar la pinza Tiger al cable de una de las bujías de encendido, para conocer el número exacto de revoluciones.
6. Introducir totalmente la sonda en el tubo de escape, verificando previamente la limpieza de la misma y asegurarse que quede fija dentro del sistema de escape durante la medición.
7. Para tomar la medida en marcha mínima o ralentí, las revoluciones no deben ser mayores a 1200 rpm. Caso contrario la prueba no podrá realizarse.
8. Acelerar hasta 2500 rpm para efectuar la medición en altas revoluciones, mantener estable el acelerador y tomar la medida.
9. Después del cambio de combustible el vehículo permanece encendido durante 5 minutos, acelerándolo a 2500 rpm para procurar consumir cualquier residuo del combustible de distinto octanaje.

Ilustración 3.1: Características técnicas del motor brigg Stratton

| CARACTERISTICAS TECNICAS DEL MOTOR | |
|---|--|
| MARCA | BRIGGS & STRATTON |
| Codigo | BS 1062320135H1 |
| Tipo de motor | Mono cilíndrico, 4 tiempos, enfriado por aire, OHV |
| Potencia | 5 HP (a 3.600rpm) |
| Cilindrada | 163 cm ³ |
| Cilindro | Cubierta en hierro fundido |
| Peso | 15.5kg |
| Dimensiones | 258.6×370.4×334.1 |
| Diámetro del eje | 3/4" |
| Tipo de eje | Cilíndrico |

Elaboración: Propia

Ilustración 3.2: Motor de combustion interna brigg Stratton



Elaboración: Propia

Ilustración 3.3: Tacómetro micro test l2s 0-3600 rpm



Elaboración: Propia

Ilustración 3.4: Psicrómetro wl 202 – Gunt Hamburgo



Elaboración: Propia

Ilustración 3.5: Termocupla Yokohama – 2459 – T máx. = 500°C



Elaboración: Propia

Ilustración 3.6: Analizador de gases: MAHA – modelo: Met. 6.1



Elaboración: Propia

Ilustración 3.7: Especificaciones técnicas del analizador de gases

| Gases analizables | CO | CO ₂ | HC | O ₂ |
|------------------------------|-----------------|-----------------|---|-----------------|
| Rango de medición | 0 - 15,00 Vol % | 0 - 20,0 Vol % | 0 - 2000 ppm (Hexano) 0 - 4000 ppm (Propano) | 0 - 25,00 Vol % |
| Precisión de medida | 0,06 Vol % | 0,5 Vol % | 12 ppm vol | 0,1 Vol % |
| Principio de medida | infrarrojo | infrarrojo | infrarrojo | electro-químico |
| Resolución valores de medida | 0,001 Vol % | 0,01 Vol % | 0,1 ppm vol | 0,01 Vol % |

Elaboración: propia

3.3 METODOLOGÍA DE INVESTIGACIÓN

La metodología experimental para la determinación de la composición de los productos de la combustión que se empleará es un análisis termodinámico que tiene por objeto suministrar los elementos necesarios para efectuar los balances de masa y balances de energía, inherentes a los mismos.

Esta metodología termodinámica de los productos de la combustión, llamados también gases de combustión o humos, se analizan para tener información acerca de:

- ✓ Relación aire combustible real y teórico.
- ✓ Composición aproximada del combustible.
- ✓ Pérdidas debido a la combustión incompleta.
- ✓ Exceso o deficiencia de aire.

3.3.1. METODOLOGÍA EXPERIMENTAL PARA EL ANÁLISIS DE LOS GASES DE LOS PRODUCTOS DE LA COMBUSTIÓN.

Para efectuar el análisis experimental de los productos de la combustión es necesario los datos del analizador de gases: **CO₂; %O₂ y %CO**. En base a estos datos experimentales determinados.

3.3.1.1 ECUACIÓN PARA LA COMBUSTIÓN INCOMPLETA

La ecuación real de la combustión a balancear es:



Para el balanceo, los coeficientes c, d, e y f son los porcentajes determinados experimentalmente del **CO2, CO, O2 y N2**.

Además se considerará que la composición volumétrica del aire es: **N2 = 79% y O2 = 20,99%**

Entonces en la ecuación:

$$\frac{b}{a} = \frac{79}{20.99} = 3.76 \dots \dots \dots (3.2)$$

Como se conoce b = f, entonces en el balance se podrá determinar:

$$a = \frac{b}{3.76}$$

Coficiente que nos permitirán completar el balanceo de la ecuación de la combustión real.

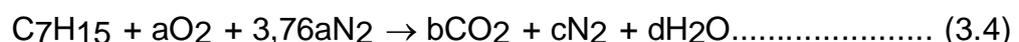
3.3.1.2. RELACIÓN AIRE COMBUSTIBLE

Balanceada la ecuación de la combustión real, la determinación de la relación aire-combustible real e ideal se determinará a través de la siguiente expresión:

$$r_{a/c} = \frac{32 \frac{lb}{mol O_2} \left(\frac{N^\circ \text{ moles}}{\text{de } O_2} \right) + 8 \frac{lb}{mol N_2} \left(\frac{N^\circ \text{ moles}}{\text{de } N_2} \right)}{12 \frac{lb}{mol C} \left(\frac{N^\circ \text{ moles}}{\text{de } C} \right) + 1 \frac{lb}{mol H} \left(\frac{N^\circ \text{ moles}}{\text{de } H} \right)} \dots \dots \dots (3.3)$$

3.3.1.3. ECUACIÓN PARA LA COMBUSTIÓN COMPLETA O IDEAL

Para la determinación de la relación aire-combustible, la ecuación de combustión es:



Se balanceará y se determinará la relación aire-combustible empleando la misma expresión que para ra/c real.

3.3.1.4.CALCULO DEL PORCENTAJE DE EXCESO DE AIRE EN LA COMBUSTION.

$$\% \text{excesode aire} = \frac{ra/c \text{ real}}{r^a/c \text{ torico}} \times 100 - 100 \dots \dots \dots (3.5)$$

Una vez realizadas todas las pruebas requeridas, se procesan los datos obtenidos, logrando los siguientes resultados debidamente ajustados. En los cuadros se representan las pruebas realizadas con el analizador de gases en la ciudad de puno y en ilo Moquegua.

3.3.1.5.-CALOR PERDIDO POR COMBUSTIÓN INCOMPLETA

$$Q_1 = \frac{\%CO}{\%CO_2 + \%CO} + 0.85(14140 - 3960) \left(\frac{BTU}{lb \text{ comb}} \right) \dots \dots \dots (3.6)$$

$$\frac{\%CO}{\%CO_2 + \%CO} = \text{Cantidad de CO formado en la combustion por carbon total en}$$

el combustible (%CO₂ + %CO).

(14150-3960) = cantidad de calor en BTU/lb al dejar de formarse CO₂ y haber obtenido CO en su lugar.

$$C = 0.85 = \text{fracción en peso de carbon } \frac{lb \text{ carbon}}{lb \text{ combustible}}$$

3.3.2.-CALCULOS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS DE LA EMISIÓN DE GASES CON GASOLINA DE 84 OCTANOS EN PUNO.

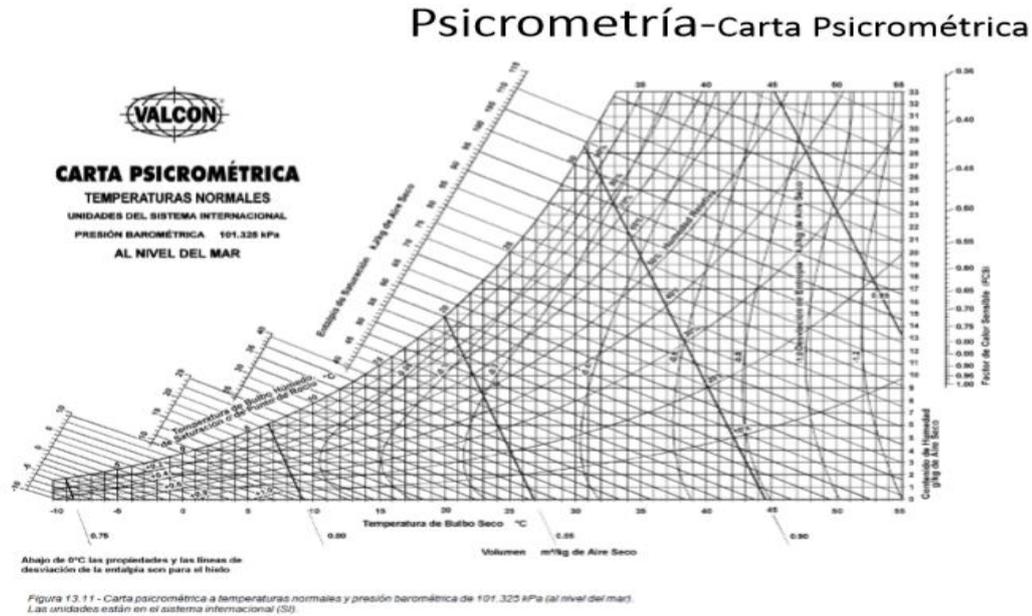
3.3.2.1. CALCULANDO LA RELACION DE HUMEDAD

Se determina con la temperatura de bulbo seco (TBS) y la temperatura de bulbo húmedo (TBH) medidos con el psicrómetro, en la Estación Meteorológica del SENAMHI, situada al frente de la Universidad en la Av. Floral S/N.

$$TBS = 12^{\circ}\text{C}$$

$$TBH = 9^{\circ}\text{C}$$

Ilustración 3.8: Determinación de la relación de humedad (w)



Fuente: (publicaciones técnicas valcon)

Con estas temperaturas y con ayuda de la Carta Psicrométrica determinamos la relación de humedad.

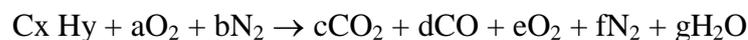
$$W = \frac{lb_{humedad}}{lb_{aire}} \dots \dots \dots (3.7)$$

$$W = 6 \frac{g_{humedad}}{g_{aire}}$$

$$w = 6 \frac{g}{kg} \left(\frac{1kg}{1000g} \right) = 0,006 \frac{kg_{humedad}}{kg_{aire}}$$

3.3.2.2. LA RELACIÓN AIRE-COMBUSTIBLE REAL (RA/C).

Lo calculamos balanceando la ecuación (3.1) de la combustión real:



Del análisis de gases: obtuvimos los siguientes datos.

$$\%CO_2 = 6.40; \%O_2 = 8.50; \%CO = 5.070.$$

Considerando el porcentaje de nitrógeno como:

$$\%N_2 = 80,03$$

Por consiguiente, los valores de los coeficientes de la ecuación son:

$$c = 6,40; d = 5,07; e = 8.50; f = b = 80,03$$

Considerando la composición volumétrica del aire:

$$N_2 = 79\% \quad y \quad O_2 = 20,99\%$$

Entonces en la ecuación (3.2):

$$\frac{b}{a} = \frac{79}{20.99} = 3.76 \dots\dots\dots(3.8)$$

$$a = \frac{80.03}{3.76} = 21.28$$

$$a = 21,28$$

Balanceando la ecuación:

$$C: x = c + d = 6,40 + 5.07 \quad x = 11.47$$

$$O: 2a = 2c + d + 2e + g$$

$$2(21,28) = 2(6,40) + 5.07 + 2(8,50) + g$$

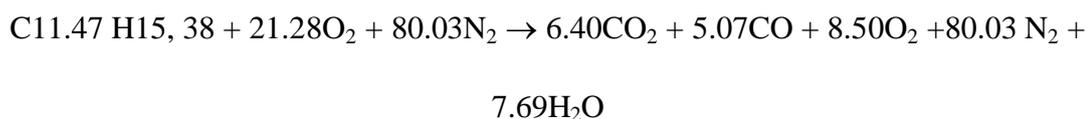
$$42, 56 = 34,87+ g$$

$$g = 7,69$$

$$H: y = 2g = 2(7,69)$$

$$y = 15,38$$

La ecuación balanceada:



Los valores obtenidos remplazamos en la ecuación (3.3).

$$r_{a/c} = \frac{32 \frac{\text{lb}}{\text{mol}} \left(\frac{\text{N}^\circ \text{ moles}}{\text{de } O_2} \right) + 8 \frac{\text{lb}}{\text{mol}} \left(\frac{\text{N}^\circ \text{ moles}}{\text{de } N_2} \right)}{12 \frac{\text{lb}}{\text{mol}} \left(\frac{\text{N}^\circ \text{ moles}}{\text{de } C} \right) + 1 \frac{\text{lb}}{\text{mol}} \left(\frac{\text{N}^\circ \text{ moles}}{\text{de } H} \right)} \dots\dots\dots (3.9)$$

$$r_{a/c} = \frac{32(21,28) + 28(80,03)}{12(11,47) + 1(15,38)}$$

$$r_{a/c} = 19,09 \frac{\text{lb aire}}{\text{lb comb.}}$$

Por consiguiente: La masa de vapor de agua en el aire será.

$$M_V = 0,006 \frac{\text{lb humedad}}{\text{lb aire}} \times 19,09 \frac{\text{lb aire}}{\text{lb comb}} \dots\dots\dots (3.10)$$

$$M_V = 0,11 \frac{\text{lb humedad}}{\text{lb comb}}$$

C_{pv} = calor específico del vapor de agua.

$$C_{pv} = 0,46 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$$

T_g = Temperatura de los gases = 384,8 °F.

T_a = temperatura del ambiente = TBS = 53,6 °F.

Entonces: Reemplazamos en la ecuación (3.2).

$$Q = 0,11 \left(\frac{\text{lb humedad}}{\text{lb comb}} \right) \times 0,46 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}} (384,8 - 53,6) ^\circ\text{F} \dots\dots\dots$$

(3.11)

$$Q = 16,8 \frac{\text{BTU}}{\text{lb comb}}$$

$$Q = 39,076 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg comb}}$$

3.3.2.3. CÁLCULOS PARA EL ANÁLISIS DE GASES.

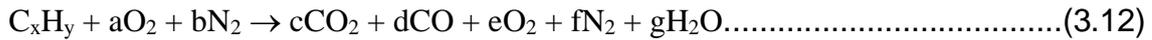
Con el analizador de gases se midieron los porcentajes de los gases de los productos de la combustión:

$$CO_2 = 6,40\%; \quad O_2 = 8,50\%; \quad CO = 5,070\%.$$

La suma de los porcentajes de: CO₂ + O₂ + CO + N₂ = 100%

Por consiguiente: N₂ = 80,03%

3.3.2.4. ECUACIÓN PARA LA COMBUSTIÓN INCOMPLETA REAL.



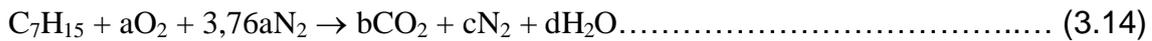
Balanceando la ecuación y se calculó la r a/c real, a través de la siguiente expresión:

$$r_{a/c} = \frac{32 \frac{\text{lb}}{\text{mol } O_2} \left(\frac{N^\circ \text{ moles}}{\text{de } O_2} \right) + 8 \frac{\text{lb}}{\text{mol } N_2} \left(\frac{N^\circ \text{ moles}}{\text{de } N_2} \right)}{12 \frac{\text{lb}}{\text{mol } C} \left(\frac{N^\circ \text{ moles}}{\text{de } C} \right) + 1 \frac{\text{lb}}{\text{mol } H} \left(\frac{N^\circ \text{ moles}}{\text{de } H} \right)} \dots \dots \dots (3.13)$$

$$r_{a/c} = 19.09 \frac{\text{lb aire}}{\text{lb comb.}}$$

3.3.2.5. ECUACIÓN PARA LA COMBUSTIÓN COMPLETA O TEÓRICA.

Para la determinación de la relación aire-combustible la ecuación (3.4) de combustión es:



Balanceando: En la ecuación de combustión ideal.

$$C: 7 = b$$

$$H: 15 = 2d \quad d = 7,5$$

$$O: 2a = 2b + d$$

$$2a = 2(7) + 7,5 \quad a = 10,75$$

Entonces: Reemplazamos los datos obtenidos del balance de la ecuación (3.3).

$$r_{a/c} = \frac{32(10,75) + 28(3,76)(10,75)}{12(7) + 1(15)}$$

$$r_{a/c} = 14,91$$

3.3.2.6. PERDIDA DE CALOR POR COMBUSTION INCOMPLETA.

De la ecuación (3.6).

$$Q_1 = \frac{\%CO}{\%CO_2 + \%CO} + 0.85(14140 - 3960) \left(\frac{BTU}{\text{lb comb.}} \right) \dots \dots \dots (3.15)$$

Donde, del analisis de gases:

$$CO = 5.070$$

$$CO_2 = 6.40$$

$$Q_1 = \frac{5.070}{6.40 + 5.070} + 0.85(14140 - 3960) \left(\frac{BTU}{lb \text{ comb}} \right)$$

$$Q_1 = 3828.6 \left(\frac{BTU}{lb \text{ comb}} \right) \quad Q_1 = 8905.32 \left(\frac{KJ}{Kg \text{ comb}} \right)$$

3.3.2.7. CÁLCULO DEL EXCESO DE AIRE.

De la ecuación (3.5).

$$\% \text{ exceso de aire} = \frac{r_{a/c \text{ real}}}{r_{a/c \text{ teorico}}} \times 100 - 100 \dots\dots\dots (3.16)$$

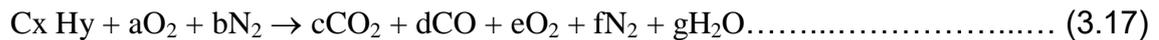
$$\% \text{ exceso de aire} = \frac{19.09}{14.91} \times 100 - 100$$

$$\% \text{ exceso de aire} = 28,03\%$$

3.3.3. CÁLCULOS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS DE LOS GASES EMITIDOS CON GASOLINA DE 90 OCTANOS EN PUNO

3.3.3.1. LA RELACIÓN AIRE-COMBUSTIBLE REAL (RA/C).

Lo calculamos balanceando la ecuación (3.1) de la combustión real:



Del análisis de gases: obtuvimos los siguientes datos.

$$\% CO_2 = 7.10; \% O_2 = 9.70; \% CO = 2.80$$

Considerando el porcentaje de nitrógeno como:

$$\% N_2 = 80.4$$

Por consiguiente, los valores de los coeficientes de la ecuación son:

$$c = 7.10; d = 2,02; e = 9.7; f = b = 80,4$$

Considerando la composición volumétrica del aire:

$$N_2 = 79\% \quad y \quad O_2 = 20,99\%$$

Entonces en la ecuación (3.2):

$$\frac{b}{a} = \frac{79}{20.99} = 3.76$$

$$a = \frac{80.4}{3.76} = 21.38$$

$$a = 21,38$$

Balanceando la ecuación:

$$C: x = c + d = 7.10 + 2.80 \quad x = 9.9$$

$$O: 2a = 2c + d + 2e + g$$

$$2(21.38) = 2(7.10) + 2.80 + 2(9.70) + g$$

$$42,76 = 36,4 + g \quad g = 6.36$$

$$H: y = 2g = 2(6.36) \quad y = 12,72$$

La ecuación balanceada:



Los valores obtenidos remplazamos en la ecuación (3.3).

$$r_{a/c} = \frac{32 \frac{\text{lb}}{\text{mol } O_2} (\text{N}^\circ \text{ moles de } O_2) + 8 \frac{\text{lb}}{\text{mol } N_2} (\text{N}^\circ \text{ moles de } N_2)}{12 \frac{\text{lb}}{\text{mol } C} (\text{N}^\circ \text{ moles de } C) + 1 \frac{\text{lb}}{\text{mol } H} (\text{N}^\circ \text{ moles de } H)} \dots\dots\dots (3.18)$$

$$r_{a/c} = \frac{32(21,38) + 28(80,4)}{12(9,9) + 1(12,72)}$$

$$r_{a/c} = 22.24 \frac{\text{lb aire}}{\text{lb comb.}}$$

Por consiguiente: La masa de vapor de agua en el aire será.

$$M_V = 0.006 \frac{\text{lb humedad}}{\text{lb aire}} \times 22.24 \frac{\text{lb aire}}{\text{lb comb}} \dots\dots\dots (3.19)$$

$$M_V = 0.13 \frac{\text{lb humedad}}{\text{lb comb}}$$

Cpv = calor específico del vapor de agua.

$$C_{pv} = 0,46 \frac{BTU}{lb-^{\circ}F}$$

Tg = Temperatura de los gases = 384,8 °F.

Ta = temperatura del ambiente = TBS = 53,6 °F.

Entonces: Remplazamos en la ecuación (3.2).

$$Q = 0.13 \left(\frac{lb_{humedad}}{lb_{comb}} \right) \times 0.46 \frac{BTU}{lb-^{\circ}F} (384.8 - 53.6)^{\circ}F \dots\dots\dots (3.20)$$

$$Q = 19.80 \frac{BTU}{lb_{comb}} \qquad Q = 46.054 \frac{KJ}{Kg_{comb}}$$

3.3.3.2. CÁLCULOS PARA EL ANÁLISIS DE GASES.

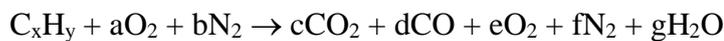
Con el analizador de gases se midieron los porcentajes de los gases de los productos de la combustión:

$$CO_2 = 7.10\%; \quad O_2 = 9.70\%; \quad CO = 2.80\%.$$

La suma de los porcentajes de: CO₂ + O₂ + CO + N₂ = 100%

Por consiguiente: N₂ = 80,4%

3.3.3.3. ECUACIÓN PARA LA COMBUSTIÓN INCOMPLETA REAL.



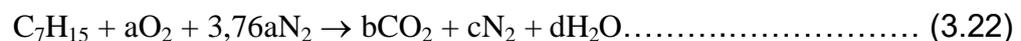
Balanceando la ecuación y se calculó la r a/c real, a través de la siguiente expresion:

$$r_{a/c} = \frac{32 \frac{lb}{mol} \left(\frac{N^{\circ} \text{ moles}}{\text{de } O_2} \right) + 8 \frac{lb}{mol} \left(\frac{N^{\circ} \text{ moles}}{\text{de } N_2} \right)}{12 \frac{lb}{mol} \left(\frac{N^{\circ} \text{ moles}}{\text{de } C} \right) + 1 \frac{lb}{mol} \left(\frac{N^{\circ} \text{ moles}}{\text{de } H} \right)} \dots\dots\dots (3.21)$$

$$r_{a/c} = 22.24 \frac{lb \text{ aire}}{lb \text{ comb.}}$$

3.3.3.4. ECUACIÓN PARA LA COMBUSTIÓN COMPLETA O TEORICA

Para la determinación de la relación aire-combustible la ecuación de combustión es:



Balanceando: En la ecuación de combustión ideal.

$$C: 7 = b$$

$$H: 15 = 2d \quad d = 7,5$$

$$O: 2a = 2b + d$$

$$2a = 2(7) + 7,5 \quad a = 10,75$$

Entonces: Reemplazamos los datos obtenidos del balance de la ecuación.

$$r_{a/c} = \frac{32(10,75) + 28(3,76)(10,75)}{12(7) + 1(15)}$$

$$r_{a/c} = 14,91$$

3.3.3.5. PERDIDAS DE CALOR POR COMBUSTION INCOMPLETA.

De la ecuación (3.6).

$$Q_1 = \frac{\%CO}{\%CO_2 + \%CO} + 0.85(14140 - 3960) \left(\frac{BTU}{lb \text{ comb}} \right) \dots\dots\dots (3.23)$$

Donde, del analisis de gases:

$$CO = 2.80$$

$$CO_2 = 7.10$$

$$Q_1 = \frac{2.80}{7.10 + 2.80} + 0.85(14140 - 3960) \left(\frac{BTU}{lb \text{ comb}} \right)$$

$$Q_1 = 2449.7 \left(\frac{BTU}{lb \text{ comb}} \right) \quad Q_1 = 5698.00 \left(\frac{KJ}{Kg \text{ comb}} \right)$$

3.3.3.6. CÁLCULO DEL EXCESO DE AIRE.

$$\% \text{ exceso de aire} = \frac{r_{a/c \text{ real}}}{r_{a/c \text{ teorico}}} \times 100 - 100 \dots\dots\dots (3.24)$$

$$\text{exceso de aire} = \frac{22,24}{14,91} \times 100 - 100$$

$$\% \text{ exceso de aire} = 49,16\%$$

3.3.4. CÁLCULOS DE RESULTADOS OBTENIDOS DE LOS GASES EMITIDOS CON GASOLINA DE 84 OCTANOS ILO

3.3.4.1. CALCULANDO LA RELACION DE HUMEDAD

Se determina con la temperatura de bulbo seco (TBS) y la temperatura de bulbo húmedo (TBH) medidos con el psicrómetro, en la Estación Meteorológica del SENAMHI, situada en Ilo.

TBS = 16°C

TBH = 14°C

Con estas temperaturas y con ayuda de la Carta Psicrométrica determinamos la relación de humedad.

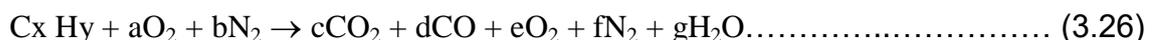
$$W = \frac{lb_{humedad}}{lb_{aire}} \dots\dots\dots (3.25)$$

$$W = 9 \frac{g_{humedad}}{g_{aire}}$$

$$w = 9 \frac{g}{kg} \left(\frac{1kg}{1000g} \right) = 0,009 \frac{kg_{humedad}}{kg_{aire}}$$

3.3.4.2. LA RELACIÓN AIRE-COMBUSTIBLE REAL (RA/C).

Lo calculamos balanceando la ecuación (3.1) de la combustión real:



Del análisis de gases: obtuvimos los siguientes datos.

%CO₂ = 4.40; %O₂= 12.67; %CO = 1.93

Considerando el porcentaje de nitrógeno como: %N₂ = 81

Por consiguiente, los valores de los coeficientes de la ecuación son:

c = 4.40; d = 1,93; e = 12,67; f = b = 81

Considerando la composición volumétrica del aire:

N₂ = 79% y O₂ = 20,99%

Entonces en la ecuación (3.2):

$$\frac{b}{a} = \frac{79}{20.99} = 3.76$$

$$a = \frac{81}{3.76} = 21,54$$

$$a = 21,54$$

Balaceando la ecuación:

$$C: x = c + d = 4,40 + 1.93 \quad x = 6.33$$

$$O: 2a = 2c + d + 2e + g$$

$$2(21,54) = 2(4,40) + 1.93 + 2(12,67) + g$$

$$43,08 = 36,07 + g \quad g = 7,01$$

$$H: y = 2g = 2(7,01) \quad y = 14,02$$

La ecuación balanceada:



Los valores obtenidos remplazamos en la ecuación (3.3).

$$r_{a/c} = \frac{32 \frac{lb}{mol} \left(\frac{N^\circ \text{ moles}}{\text{de } O_2} \right) + 8 \frac{lb}{mol} \left(\frac{N^\circ \text{ moles}}{\text{de } N_2} \right)}{12 \frac{lb}{mol} \left(\frac{N^\circ \text{ moles}}{\text{de } C} \right) + 1 \frac{lb}{mol} \left(\frac{N^\circ \text{ moles}}{\text{de } H} \right)} \dots\dots\dots (3.27)$$

$$r_{a/c} = \frac{32(21,54) + 28(81)}{12(6,35) + 1(14.02)}$$

$$r_{a/c} = 32,77 \frac{lb \text{ aire}}{lb \text{ comb.}}$$

Por consiguiente: La masa de vapor de agua en el aire será.

$$M_V = 0.009 \frac{lb_{humedad}}{lb_{aire}} \times 32,77 \frac{lb_{aire}}{lb_{comb}} \dots\dots\dots (3.28)$$

$$M_V = 0,29 \frac{lb_{humedad}}{lb_{comb}}$$

C_{pv} = calor específico del vapor de agua.

$$C_{pv} = 0,46 \frac{BTU}{lb-^{\circ}F}$$

Tg = Temperatura de los gases = 386,6 °F.

Ta = temperatura del ambiente = TBS = 61,08°F.

Entonces: Remplazamos en la ecuación.

$$Q = 0,29 \left(\frac{lb_{humedad}}{lb_{comb}} \right) \times 0,46 \frac{BTU}{lb-^{\circ}F} (386,6 - 61,08)^{\circ}F \dots\dots\dots (3.29)$$

$$Q = 43,42 \frac{BTU}{lb_{comb}} \qquad Q = 100,42 \frac{KJ}{Kg_{comb}}$$

3.3.4.3. CÁLCULOS PARA EL ANÁLISIS DE GASES.

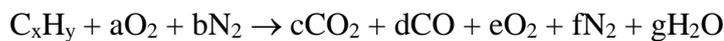
Con el analizador de gases se midieron los porcentajes de los gases de los productos de la combustión:

$$CO_2 = 4.40\%; \quad O_2 = 12,67\%; \quad CO = 1.93\%.$$

La suma de los porcentajes de: CO₂ + O₂ + CO + N₂ = 100%

Por consiguiente: N₂ = 81%

3.3.4.4. ECUACIÓN PARA LA COMBUSTIÓN INCOMPLETA REAL.



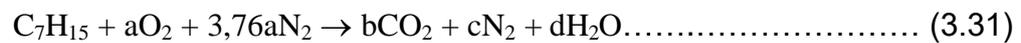
Balanceando la ecuación y se calculó la r a/c real, a través de la siguiente expresión:

$$r_{a/c} = \frac{32 \frac{lb}{mol} \left(\frac{N^{\circ} \text{ moles}}{\text{de } O_2} \right) + 8 \frac{lb}{mol} \left(\frac{N^{\circ} \text{ moles}}{\text{de } N_2} \right)}{12 \frac{lb}{mol} \left(\frac{N^{\circ} \text{ moles}}{\text{de } C} \right) + 1 \frac{lb}{mol} \left(\frac{N^{\circ} \text{ moles}}{\text{de } H} \right)} \dots\dots\dots (3.30)$$

$$r_{a/c} = 32,77 \frac{lb \text{ aire}}{lb \text{ comb.}}$$

3.3.4.5. ECUACIÓN PARA LA COMBUSTIÓN COMPLETA O TEÓRICA.

Para la determinación de la relación aire-combustible la ecuación de combustión es:



Balanceando: En la ecuación de combustión ideal.

$$C: 7 = b$$

$$H: 15 = 2d \quad d = 7,5$$

$$O: 2a = 2b + d$$

$$2a = 2(7) + 7,5 \quad a = 10,75$$

Entonces: Remplazamos los datos obtenidos del balance de la ecuación.

$$r_{a/c} = \frac{32(10,75) + 28(3,76)(10,75)}{12(7) + 1(15)}$$

$$r_{a/c} = 14,91$$

3.3.4.6. PERDIDA DE CALOR POR COMBUSTION INCOMPLETA

De la ecuación (3.6).

$$Q_1 = \frac{\%CO}{\%CO_2 + \%CO} + 0,85(14140 - 3960) \left(\frac{BTU}{lb \text{ comb}} \right) \dots\dots\dots (3.32)$$

Donde, del analisis de gases:

$$CO = 1,93$$

$$CO_2 = 4,40$$

$$Q_1 = \frac{1,93}{4,40 + 1,93} + 0,85(14140 - 3960) \left(\frac{BTU}{lb \text{ comb}} \right)$$

$$Q_1 = 2640,9 \left(\frac{BTU}{lb \text{ comb}} \right) \quad Q_1 = 6142,733 \left(\frac{KJ}{Kg \text{ comb}} \right)$$

3.3.4.7. CÁLCULO DEL EXCESO DE AIRE.

$$\% \text{ exceso de aire} = \frac{r_{a/c \text{ real}}}{r_{a/c \text{ teorico}}} \times 100 - 100 \dots\dots\dots (3.33)$$

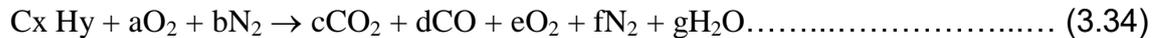
$$\% \text{ exceso de aire} = \frac{32,77}{14,91} \times 100 - 100$$

$$\% \text{ exceso de aire} = 119,78\%$$

3.3.5. CÁLCULOS DE RESULTADOS OBTENIDOS DE LOS GASES EMITIDOS CON GASOLINA DE 90 OCTANOS ILO

3.3.5.1. LA RELACIÓN AIRE-COMBUSTIBLE REAL (RA/C).

Lo calculamos balanceando la ecuación (3.1) de la combustión real:



Del análisis de gases: obtuvimos los siguientes datos.

$$\%CO_2 = 1.90; \%O_2 = 16.47; \%CO = 2.44$$

Considerando el porcentaje de nitrógeno como: $\%N_2 = 79,19$

Por consiguiente, los valores de los coeficientes de la ecuación son:

$$c = 1,90; d = 2,44; e = 16,47; f = b = 79,19$$

Considerando la composición volumétrica del aire:

$$N_2 = 79\% \quad y \quad O_2 = 20,99\%$$

Entonces en la ecuación (3.2):

$$\frac{b}{a} = \frac{79}{20.99} = 3.76$$

$$a = \frac{79.19}{3.76} = 21.06$$

$$a = 21,06$$

Balanceando la ecuación:

$$C: x = c + d = 1.90 + 2,44 \quad x = 4,34$$

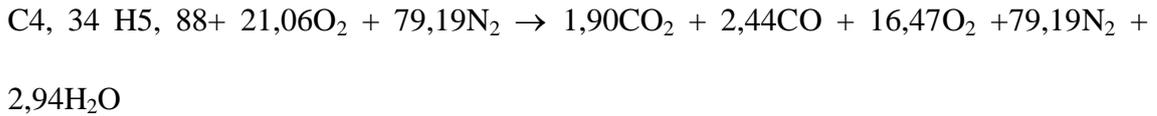
$$O: 2a = 2c + d + 2e + g$$

$$2(21,06) = 2(1,90) + 2,44 + 2(16,47) + g$$

$$42,12 = 39,18 + g \quad g = 2,44$$

$$H: y = 2g = 2(2,44) \quad y = 5,88$$

La ecuación balanceada:



Los valores obtenidos remplazamos en la ecuación (3.3).

$$r_{a/c} = \frac{32 \frac{\text{lb}}{\text{mol } O_2} \left(\frac{N^\circ \text{ moles}}{\text{de } O_2} \right) + 8 \frac{\text{lb}}{\text{mol } N_2} \left(\frac{N^\circ \text{ moles}}{\text{de } N_2} \right)}{12 \frac{\text{lb}}{\text{mol } C} \left(\frac{N^\circ \text{ moles}}{\text{de } C} \right) + 1 \frac{\text{lb}}{\text{mol } H} \left(\frac{N^\circ \text{ moles}}{\text{de } H} \right)} \dots \dots \dots (3.35)$$

$$r_{a/c} = \frac{32(21,06) + 28(79,19)}{12(4,34) + 1(5,88)}$$

$$r_{a/c} = 49,88 \frac{\text{lb aire}}{\text{lb comb.}}$$

Por consiguiente: La masa de vapor de agua en el aire será.

$$M_V = 0.009 \frac{\text{lb humedad}}{\text{lb aire}} \times 49,88 \frac{\text{lb aire}}{\text{lb comb}} \dots \dots \dots (3.36)$$

$$M_V = 0,45 \frac{\text{lb humedad}}{\text{lb comb}}$$

C_{pv} = calor específico del vapor de agua.

$$C_{pv} = 0,46 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}}$$

T_g = Temperatura de los gases = 386,6 °F.

T_a = temperatura del ambiente = TBS = 61,08 °F.

Entonces: Remplazamos en la ecuación (3.2).

$$Q = 0.45 \left(\frac{\text{lb humedad}}{\text{lb comb}} \right) \times 0.46 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}} (386,6 - 61,08)^\circ\text{F} \dots \dots \dots (3.37)$$

$$Q = 67,23 \frac{\text{BTU}}{\text{lb comb}} \qquad Q = 156.37 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg comb}}$$

3.3.4.2. CÁLCULOS PARA EL ANÁLISIS DE GASES.

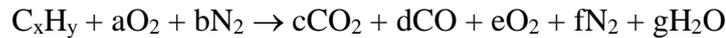
Con el analizador de gases se midieron los porcentajes de los gases de los productos de la combustión:

$$\text{CO}_2 = 1,90\%; \quad \text{O}_2 = 16,47\%; \quad \text{CO} = 2,44\%.$$

La suma de los porcentajes de: $\text{CO}_2 + \text{O}_2 + \text{CO} + \text{N}_2 = 100\%$

Por consiguiente: $\text{N}_2 = 79,19\%$

3.3.4.3. ECUACIÓN PARA LA COMBUSTIÓN INCOMPLETA REAL.



Balanceando la ecuación se calculó la $r_{a/c}$ real, a través de la siguiente expresión:

$$r_{a/c} = \frac{32 \frac{\text{lb}}{\text{mol O}_2} \left(\frac{\text{N}^\circ \text{ moles}}{\text{de O}_2} \right) + 8 \frac{\text{lb}}{\text{mol N}_2} \left(\frac{\text{N}^\circ \text{ moles}}{\text{de N}_2} \right)}{12 \frac{\text{lb}}{\text{mol C}} \left(\frac{\text{N}^\circ \text{ moles}}{\text{de C}} \right) + 1 \frac{\text{lb}}{\text{mol H}} \left(\frac{\text{N}^\circ \text{ moles}}{\text{de H}} \right)} \dots \dots \dots (3.38)$$

$$r_{a/c} = 49,88 \frac{\text{lb aire}}{\text{lb comb.}}$$

3.3.4.4. ECUACIÓN PARA LA COMBUSTIÓN COMPLETA TEÓRICA.

Para la determinación de la relación aire-combustible la ecuación de combustión es:



Balanceando: En la ecuación de combustión ideal.

$$\text{C: } 7 = b$$

$$\text{H: } 15 = 2d \quad d = 7,5$$

$$\text{O: } 2a = 2b + d$$

$$2a = 2(7) + 7,5 \quad a = 10,75$$

Entonces: Reemplazamos los datos obtenidos del balance de la ecuación.

$$r_{a/c} = \frac{32(10,75) + 28(3,76)(10,75)}{12(7) + 1(15)}$$

$$r_{a/c} = 14,91$$

3.3.4.5. PERDIDA DE CALOR POR COMBUSTION INCOMPLETA

De la ecuación (3.6).

$$Q_1 = \frac{\%CO}{\%CO_2 + \%CO} + 0.85(14140 - 3960) \left(\frac{BTU}{lb\ comb} \right) \dots\dots\dots (3.40)$$

Donde, del analisis de gases:

$$CO = 2.44$$

$$CO_2 = 1.90$$

$$Q_1 = \frac{2.44}{1.90 + 2.44} + 0.85(14140 - 3960) \left(\frac{BTU}{lb\ comb} \right)$$

$$Q_1 = 3669.6 \left(\frac{BTU}{lb\ comb} \right) \qquad Q_1 = 11326,7 \left(\frac{KJ}{Kg\ comb} \right)$$

3.3.4.6. CÁLCULO DEL EXCESO DE AIRE.

$$\% \text{ exceso de aire} = \frac{r_{a/c\ real}}{r_{a/c\ teorico}} \times 100 - 100 \dots\dots\dots (3.41)$$

$$\% \text{ exceso de aire} = \frac{49,88}{14,91} \times 100 - 100$$

$$\% \text{ exceso de aire} = 234,54\%$$

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1.-RESUMEN DE LOS DATOS OBTENIDOS Y DE LOS CALCULOS DE LOS PRODUCTOS DE LA COMBUSTIÓN.

Los resultados obtenidos en el ensayo experimental de ingeniería o técnico fueron aplicar la termodinámica para estudiar, analizar experimentalmente y comparar los productos de la combustión de un motor de encendido por chispa motor de 5 HP estacionario y realización del balance térmico cuyos parámetros nos permitirán establecer si la energía aprovechada y la pérdida están entre los rangos técnicos prefijados para su funcionamiento óptimo del motor.

Una vez realizadas todas las pruebas requeridas, se procesan los datos obtenidos, logrando los siguientes resultados debidamente ajustados. En los cuadros se presentan los datos de las pruebas realizadas con los instrumentos utilizados y en la ciudad de PUNO con gasolina de 84 y 90 octanos a una altura de 3827 m.s.n.m.

Tabla 4.1: Datos obtenidos con gasolina de 84 octanos a 3827m.s.n.m.

| PARAMETROS | RALENTI | RPM ALTA |
|----------------------|---------|----------|
| CO(%V) | 4.680 | 5.070 |
| CO ₂ (%V) | 5.30 | 6.40 |
| HC(ppm) | 231 | 271 |
| O ₂ (%V) | 10.20 | 8.50 |

Elaboración: Propia

Tabla 4.2: Datos obtenidos con gasolina de 90 octanos a 3827 m.s.n.m.

| PARAMETROS | RALENTI | RPM ALTA |
|----------------------|---------|----------|
| CO(%V) | 1.982 | 2.020 |
| CO ₂ (%V) | 6.40 | 7.10 |
| HC(ppm) | 15.4 | 16.7 |
| O ₂ (%V) | 10.40 | 9.70 |

Elaboración: Propia

En los cuadros 3 y 4 se presentan los datos de las pruebas realizadas a una altura de 15 m.s.n.m.

Tabla 4.3: Datos obtenidos con gasolina de 84 octanos a 15 m.s.n.m.

| PARAMETROS | RALENTI | RPM ALTA |
|----------------------|---------|----------|
| CO(%V) | 1.07 | 1.93 |
| CO ₂ (%V) | 3.57 | 4.40 |
| HC(ppm) | 70.8 | 90.9 |
| O ₂ (%V) | 15.28 | 12.67 |

Elaboración: Propia

Tabla 4.4: datos obtenidos con gasolina de 90 octanos a 15 m.s.n.m.

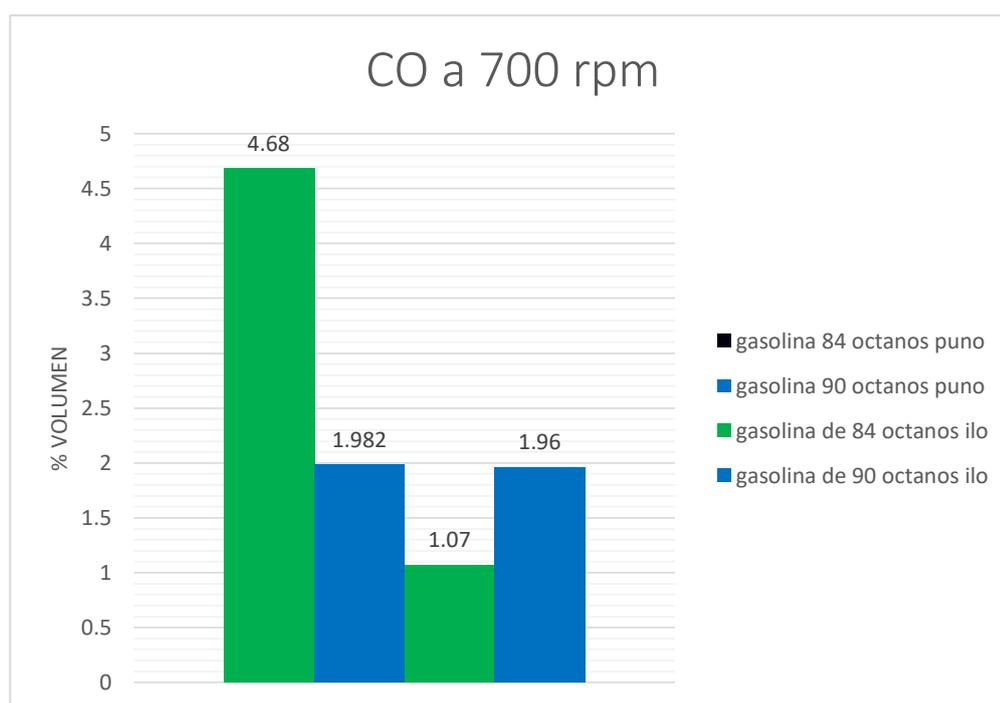
| PARAMETROS | RALENTI | RPM ALTA |
|----------------------|---------|----------|
| CO(%V) | 1.96 | 2.44 |
| CO ₂ (%V) | 1.02 | 1.90 |
| HC(ppm) | 42.8 | 44.0 |
| O ₂ (%V) | 17.85 | 16.47 |

Elaboración: propia

Se debe mencionar que la concentración másica del oxígeno en el aire admitido disminuye con la altitud (la puerta ,2006), en contraparte el incremento de la temperatura disminuye la densidad, pero como regla general la altura influye en mayor proporción (aeronáutica ,2009), de esta manera a mayor altura se tendrá una presión inferior así como una densidad baja, adicionalmente la gradiente térmica influye en una disminución de temperatura medida que se incrementa la altitud.

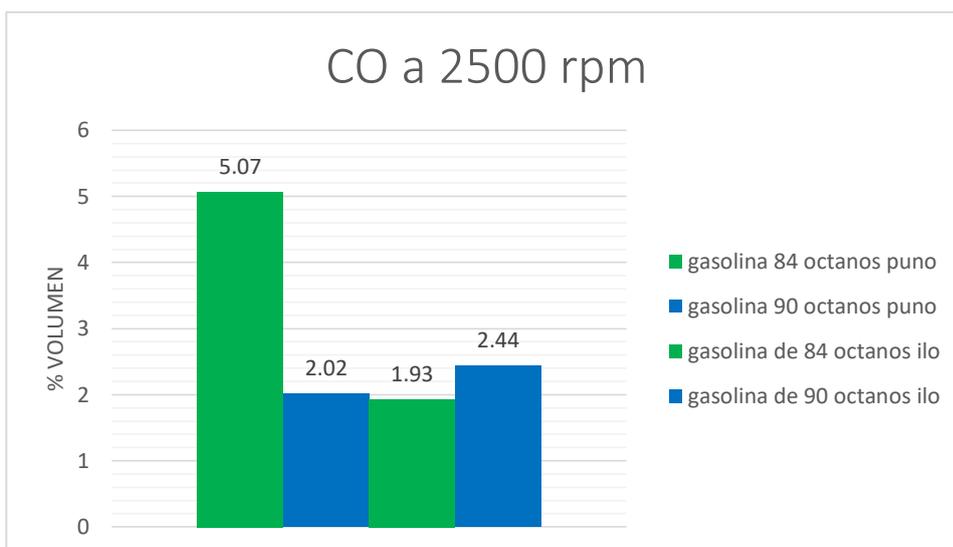
En la figura 03 se nota claramente como los niveles de CO a la altura aproximada de 3827m.s.n.m. son bastante mayores a los valores a nivel del mar.

Ilustración 4.1: Monóxido de carbono a bajas revoluciones



Elaboración: Propia

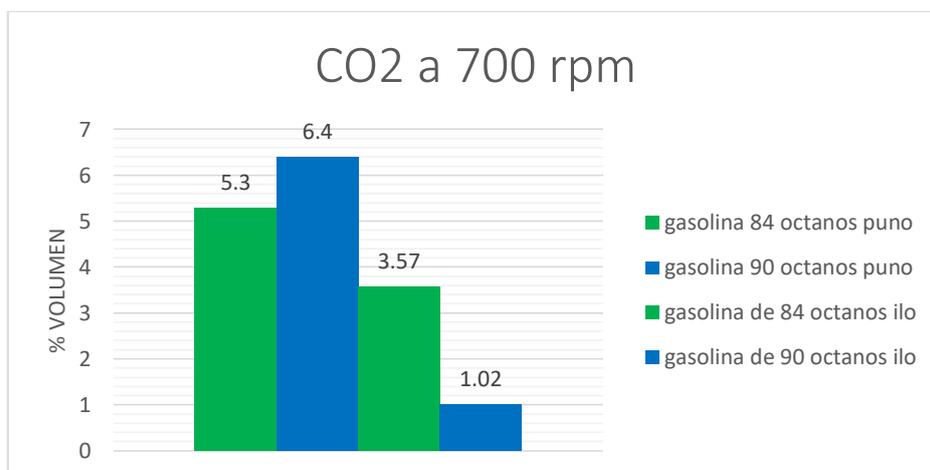
Ilustración 4.2: Monóxido de carbono a altas revoluciones



Elaboración: Propia

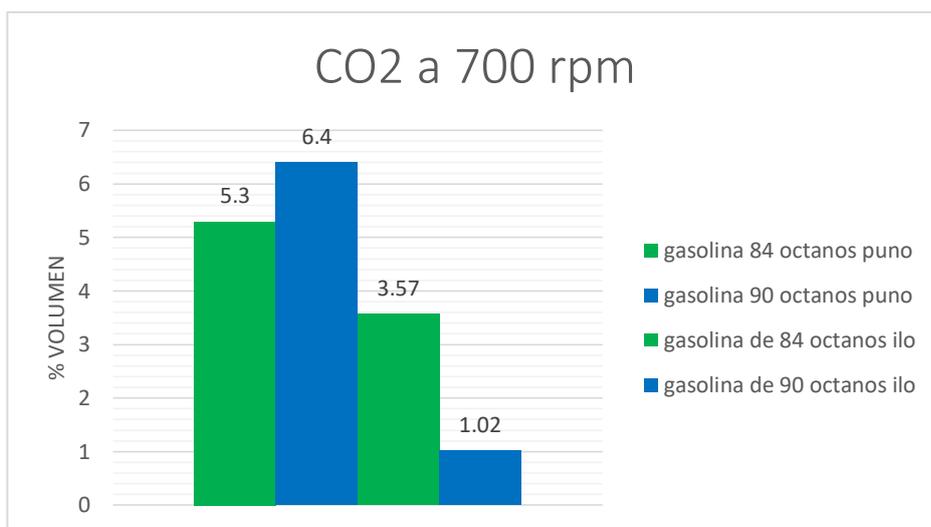
En la figura 2, se puede ver la diferencia entre las emisiones a 3827m y las emisiones al nivel del mar, sin embargo, la más notoria diferencia es entre distintos combustibles a nivel del mar, siendo las emisiones para la gasolina de 90 octanos menores, mientras que las emisiones para la gasolina de 84 octanos son un poco altos.

Ilustración 4.3: Dióxido de carbono a bajas revoluciones



Elaboración: propia

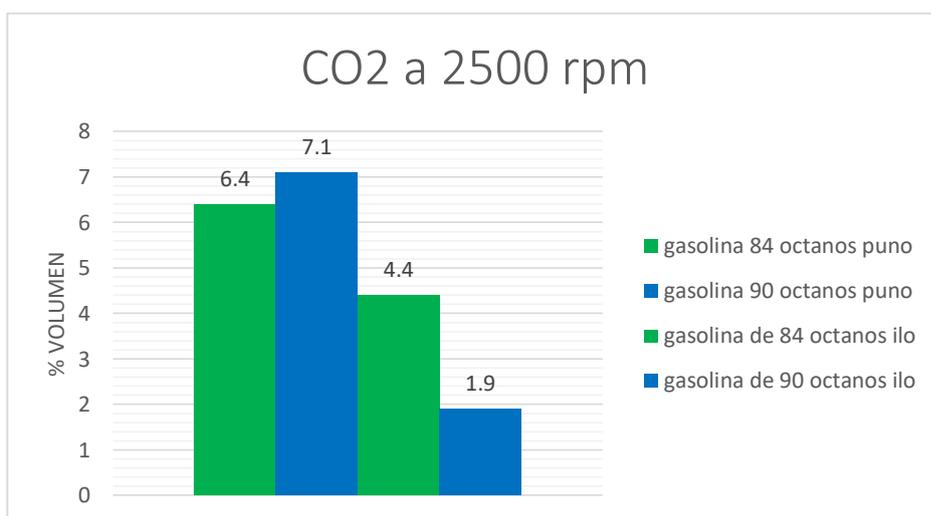
Ilustración 4.3: Dióxido de carbono a bajas revoluciones



Elaboración: Propia

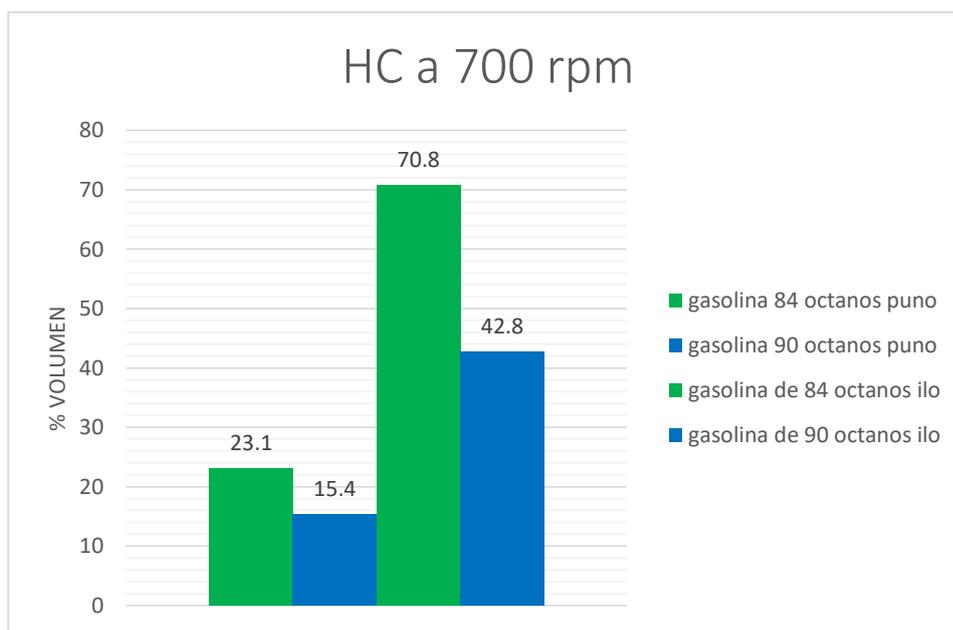
En la figura 3 , se aprecia una clara diferencia entre las pruebas realizadas a 3827m.s.n.m. y las pruebas realizadas al nivel del mar ,siendo los niveles de emisiones de estas últimas claramente menores.

Ilustración 4.4: Dióxido de carbono a altas revoluciones



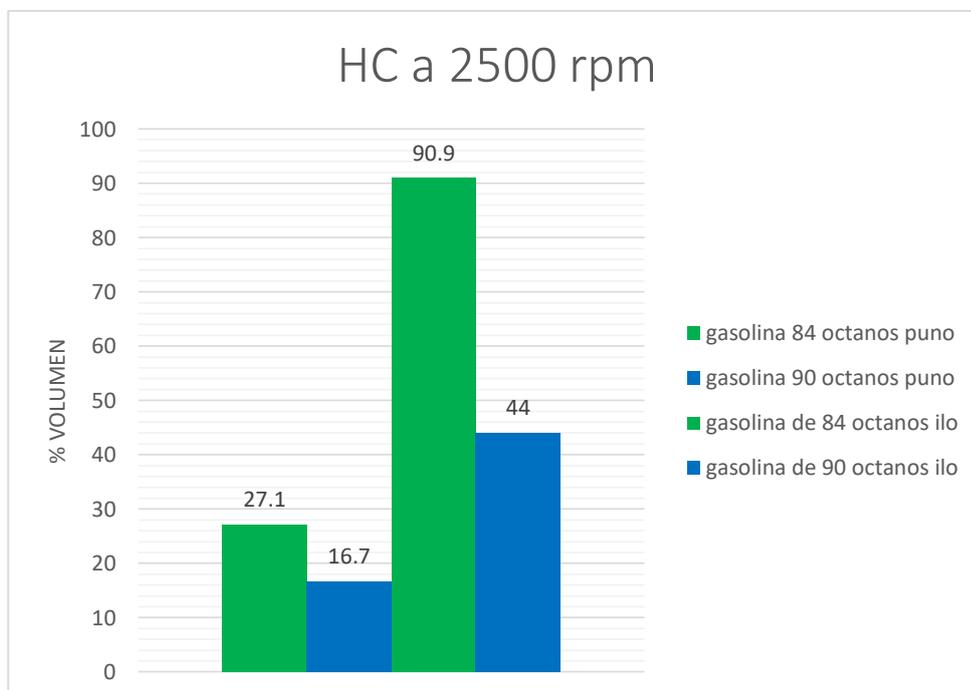
Elaboración: Propia

Ilustración 4.5: Hidrocarburos a bajas revoluciones



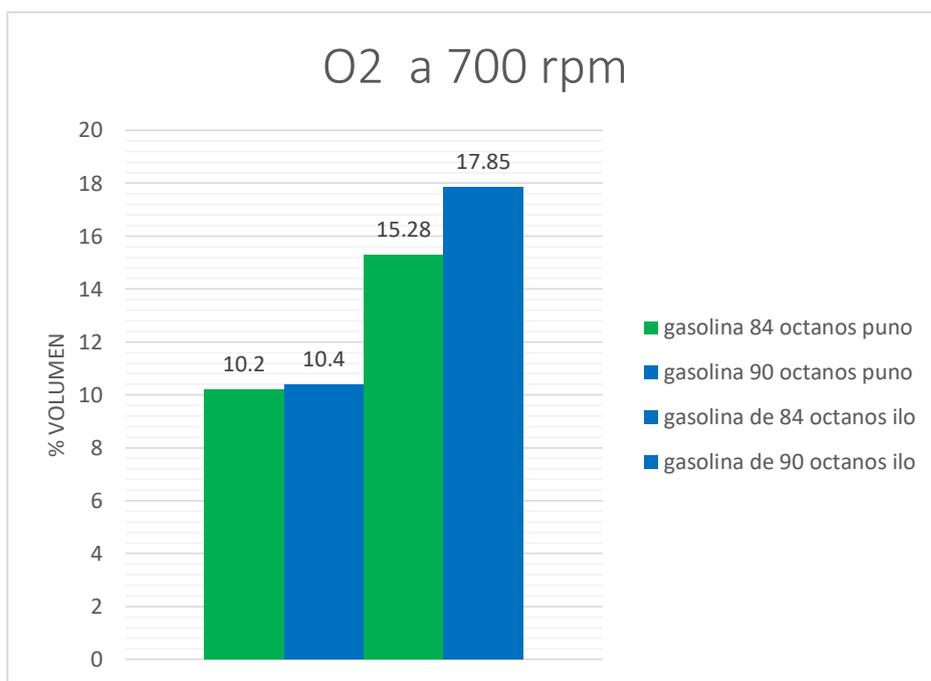
Elaboración: Propia

Ilustración 4.6: Hidrocarburos a altas revoluciones



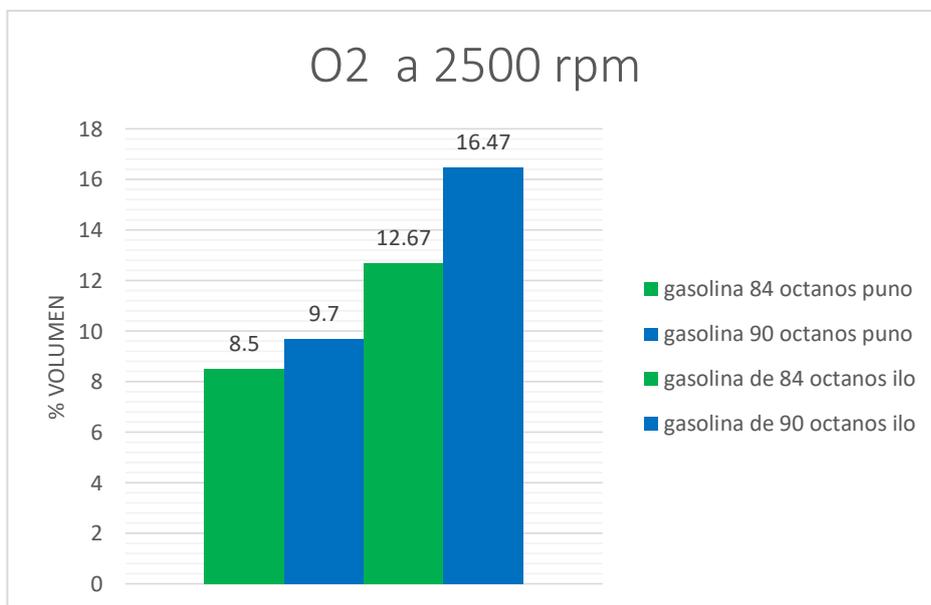
Elaboración: Propia

Ilustración 4.7: Oxígeno a bajas revoluciones



Elaboración: Propia

Ilustración 4.8: Oxígeno a altas revoluciones



Elaboración: Propia

4.2.-RESUMEN DE LOS CÁLCULOS REALIZADOS

Tabla 4.5: Resumen de resultados

| |
|--|
| CALCULOS A UNA ALTURA DE 3827 m.s.n.m. PUNO |
| RELACION DE HUMEDAD : 0.006 Kg humedad/Kg aire |
| GASOLINA DE 84 OCTANOS |
| Combustion incompleta real 19.09 lb aire/lb combustible |
| Combustion completa teorica 14.91 lb aire/lb combustible |
| Perdida de calor por combustion incompleta 3828.6 BTU/lb combustible |
| Exceso de aire 28.03 % |
| Nitrógeno 80.03 % |
| GASOLINA DE 84 OCTANOS |
| Combustion incompleta real 22.4 lb aire/lb combustible |
| Combustion completa teorica 14.91 lb aire/lb combustible |
| Perdida de calor por combustion incompleta 2449.7 BTU/lb combustible |
| Exceso de aire 49,16 % |
| Nitrógeno 80.04 % |
| CALCULOS A UNA ALTURA DE 15 m.s.n.m. ILO |
| RELACION DE HUMEDAD : 0.009 Kg humedad/Kg aire |
| GASOLINA DE 84 OCTANOS |
| Combustion incompleta real 32.77 lb aire/lb combustible |
| Combustion completa teorica 14.91 lb aire/lb combustible |
| Perdida de calor por combustion incompleta 2640.9 BTU/lb combustible |
| Exceso de aire 119.78 % |
| Nitrógeno 81 % |
| GASOLINA DE 90 OCTANOS |
| Combustion incompleta real 48.88 lb aire/lb combustible |
| Combustion completa teorica 14.91 lb aire/lb combustible |
| Perdida de calor por combustion incompleta 3669.6 BTU/lb combustible |
| Exceso de aire 234.54 % |
| Nitrógeno 79.19% |

Elaboración: Propia

DISCUSIÓN

Cuando se realiza la combustión a alturas sobre el nivel del mar, se obtiene una mejor combustión para el cual es necesario considerar la variación de presión atmosférica y su influencia sobre las propiedades del aire y los combustibles. Los combustibles sólidos y líquidos, prácticamente no se ven afectadas sus propiedades por la altitud, y en el caso de los combustibles gaseosos, su mayor efecto es la disminución de su densidad.

Las condiciones atmosféricas afectan los sistemas de combustión, ya que de ellas dependen las propiedades del aire empleado como comburente. La disminución de la presión atmosférica afecta a la densidad del aire y su composición, y como consecuencia, los procesos de combustión que emplean aire como comburente que se desarrollan en altura, también son afectados.

La reducción de la proporción de oxígeno del aire con la altitud, tiene como consecuencia una modificación de la relación molar estequiométrica entre aire y combustible, lo que provoca modificaciones en los parámetros de trabajo del proceso de combustión en relación a los valores calculados a nivel del mar, como se mostrará más adelante.

Al realizarse la combustión en altura, los equipos, instalaciones y sistemas diseñados para operar en condiciones normales, tendrán un decaimiento en su eficiencia, si no se compensan los factores que resultan afectados por la altitud del lugar donde se realiza la combustión.

CONCLUSIONES

PRIMERO.-Se realizó el ensayo técnico experimental para estudiar y analizar la comparación los productos de la combustión de un motor gasolinero brigg Stration de 5 hp, que consta en el uso de un analizador de gases donde se determina en % el volumen de CO₂, O₂, CO respectivamente, teniendo en cuenta las variables de estudio como la temperatura, altitud, tipo de combustible, se obtiene los siguientes datos:

| Lugar del ensayo provincia de ilo (Moquegua) 15 m.s.n.m. | | |
|---|---------------------|---------------------|
| Temperatura : TBS = 16 °C TBH = 14 °C | | |
| Revoluciones del motor 2500 rpm | | |
| PARÁMETROS | GASOLINA DE 84 OCT. | GASOLINA DE 90 OCT. |
| CO (% V) | 1.93 | 2.44 |
| CO ₂ (% V) | 4.40 | 1.90 |
| HC (ppm) | 90.9 | 44.0 |
| O ₂ (% V) | 12.67 | 16.47 |

| Lugar del ensayo provincia puno 3827 m.s.n.m. | | |
|---|---------------------|---------------------|
| Temperatura : TBS = 12°C TBH = 9 °C | | |
| Revoluciones del motor 2500 rpm | | |
| PARÁMETROS | GASOLINA DE 84 OCT. | GASOLINA DE 90 OCT. |
| CO (% V) | 5.070 | 2.020 |
| CO ₂ (% V) | 6.40 | 7.10 |
| HC (ppm) | 27.1 | 16.7 |
| O ₂ (% V) | 8.50 | 9.70 |

- Los factores de mayor efecto significativo para el CO es la falta de oxígeno, con una gasolina de 84 octanos se obtiene una menor emisión de CO del motor utilizado en el ensayo a una altura de 15 m.s.n.m. con un valor de 1.93 % V.
- La altura incide significativamente en la variable de respuesta de CO₂, de acuerdo a las condiciones experimentales, con una Gasolina

de 90 octanos se obtiene una menor emisión de CO₂ del motor a una altura de 3825 m.s.n.m.

- El octanaje y la relación octanaje – altura, evidencian un efecto mayor significativo sobre la respuesta a las emisiones de HC. Con una gasolina de 90 octanos se obtiene una menor emisión de HC (hidrocarburos no combustionados), con un valor de 16,7 ppm.
- El efecto significativo en la emisión de O₂, son las rpm del motor y la interrelación rpm – altura. A mayor rpm y a 3827m.s.n.m. se obtiene una menor emisión de O₂, con un valor 9.70 %V.

SEGUNDO.- El análisis termodinámico de los productos de la combustión nos permitió tener información acerca del proceso, relación aire combustible real y teórica, calor perdido debido a la combustión incompleta y el exceso de aire. En base a estos parámetros se realizara el análisis comparativo de los productos de la combustión a diferente altitud y que nos permite sacar conclusiones técnicas.

CALCULOS A UNA ALTURA DE 3827 m.s.n.m. PUNO

RELACION DE HUMEDAD : 0.006 Kg humedad/Kg aire

GASOLINA DE 84 OCTANOS

Combustion incompleta real 19.09 lb aire/lb combustible

Combustion completa teorica 14.91 lb aire/lb combustible

Perdida de calor por combustion incompleta 3828.6 BTU/lb combustible

Exceso de aire 28.03 %

Nitrógeno 80.03 %

GASOLINA DE 90 OCTANOS

Combustion incompleta real 22.4 lb aire/lb combustible

Combustion completa teorica 14.91 lb aire/lb combustible

Perdida de calor por combustion incompleta 2449.7 BTU/lb combustible

Exceso de aire 49,16 %

Nitrógeno 80.04 %

CALCULOS A UNA ALTURA DE 15 m.s.n.m. ILO

RELACION DE HUMEDAD : 0.009 Kg humedad/Kg aire

GASOLINA DE 84 OCTANOS

Combustion incompleta real 32.77 lb aire/lb combustible

Combustion completa teorica 14.91 lb aire/lb combustible

Perdida de calor por combustion incompleta 2640.9 BTU/lb combustible

Exceso de aire 119.78 %

Nitrógeno 81 %

GASOLINA DE 90 OCTANOS

Combustion incompleta real 48.88 lb aire/lb combustible

Combustion completa teorica 14.91 lb aire/lb combustible

Perdida de calor por combustion incompleta 3669.6 BTU/lb combustible

Exceso de aire 234.54 %

Nitrógeno 79.19%

De los resultados obtenidos del analisis comparativo de los productos de la combustion se cuantifica porcentualmente los resultados, de cuyo análisis se puede concluir que:

- Se obtiene una mejor combustion con gasolina de 84 y 90 octanos a una altura de 15 m.s.n.m. con un valor de 32.77 y 48.88 lb aire/lb combustible con una diferencia respecto a una altitud de 15 m.s.n.m. de 12.87 y 24.48 lb aire/lb combustible.
- A una altitud de 3828 m.s.n.m. con una gasolina de 84 octanos existe una mayor pérdida de calor por combustion incompleta con un valor de 3828.6 BTU/lb combustible, con una diferencia respecto a una altitud de 15 m.s.n.m. de 1187 BTU/lb combustible.
- Se realiza una buena combustion una altura de 15 m.s.n.m. con un exceso de aire de 119.78 % y 234.54% con una diferencia respecto a una altitud de 3828 m.s.n.m. de 91.75% y 185.38%.
- El cálculo del nitrógeno se fija en un valor de 80.04 % con una mínima diferencia, que oscila con un valor de 0.1 %.

RECOMENDACIONES

PRIMERO: Considerando el desarrollo de la tesis y habiéndose cumplido los objetivos eficientemente se recomienda proseguir el tema materia de la investigación referente a motores y, tomando como marco referencial la metodología experimental de la tesis se investigue los resultados experimentales de los productos de la combustion llamados también gases de combustion o análisis de humos de un motor diésel o petrolero para poder obtener información importante al comparar los productos de la combustion de un motor gasolinero y diésel.

SEGUNDO: Se recomienda que para realizar el estudio y análisis termodinámico de los productos de la combustion del motor gasolinero, óptimamente de acuerdo con el avance de la tecnología, se acondicione un módulo de ensayo empleado con sensores, que por ejemplo nos informen las RPM del motor, temperaturas del motor y gases de escape, etc.; como una aplicación de los conocimientos de controles automáticos, que son los que imperan actualmente.

TERCERO: Se recomienda también, utilizar combustibles de mayor octanaje para una altitud de 3828 m.s.n.m. y combustibles de 84 y 90 octanos para altitudes de 15 m.s.n.m. con la finalidad de evitar la contaminación medioambiental por los gases emitidos por los motores.

REFERENCIAS

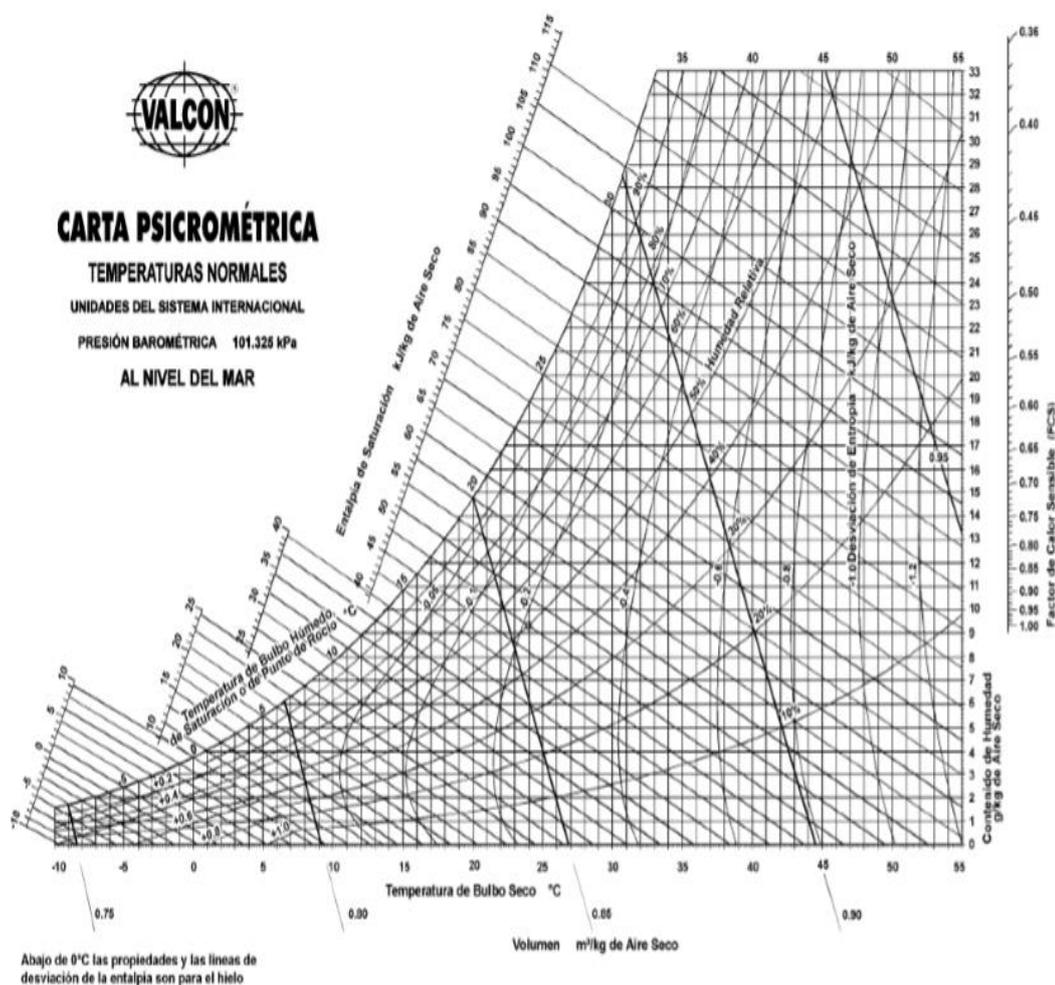
- Giacosa D. (2012) Motores de combustion interna
- ARIAS-PAZ. (2006). Manual de Automóviles 56ª Edición. Madrid: Dossat 2000. S.L. Madrid.
- BOLES, Y. A. (2002). Termodinámica 5ª Edición. México: Edit. Mc. Graw-Hill.
- COVEÑA, G. A. (2018). Estudio de los gases contaminantes modificando la relación de compresión en un vehículo. Quito: uide.
- Cruz, a. r. (2018). Tesis Perú. Puno: los pioneros.
- D., G. (2012). Motores de combustion interna.
- GIACOSA, D. (1970). Motores Endotérmicos 3ª Edición. Barcelona: Hoepli Científico-Medica.
- Goñi, J. (2012). MAQUINAS HIDRAULICAS Y TERMICAS (primera edición). (págs. 181 - 192). Hernández, R. &. (2014).
- [Http://asifunciona.com/mecanica/af_motor_gasolina/af_motor_gasolina_8.htm.](http://asifunciona.com/mecanica/af_motor_gasolina/af_motor_gasolina_8.htm))
- JOVAJ, M. (2004). MOTORES DE AUTOMOVIL. MOSCU: MIR.
- La puerta M., A. O. (2016). Estudio de la altitud sobre el Comportamiento de Motores de Combustión Interna Parte1.
- Levenspiel, O. (2012). Fundamentos de la termodinámica. En O. levenspiel, fundamentos de la termodinámica (págs. 256-280). México: Prentice hall hispanoamericana, S.A.
- Lima, u. n. (2006). Laboratorio de ingeniería mecánica III. Lima: editorial UNI.
- Luis E. Tipanluisa (1), A. P. (2017). Emisiones Contaminantes de un Motor de Gasolina M., J. (2011). Motores de automóvil. En j. M., motores de automóvil (págs. 260 - 270). Rusia: MIR, Moscú.

- Mar Lev, V. (2010). Laboratorio de motores de combustion interna. Lima: UNI.
- OBERT, E. F. (1997). Motores de Combustión Interna, Análisis y Aplicaciones. 1ª Edición, México.: Edit. Continental. .
- Perú, p. u. (2009). Laboratorio de motores de combustion interna. Lima: PUCP, Perú.
- Postigo, j. c. (2012). Termodinámica aplicada. Lima: editorial W.H. editores lima Perú.
- ROBERT C. JUVINALL (2002). Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica 1ª Edición. (s.f.). México: Edit. Limusa. México.
- Rojas, C. A. (2018). “Estudio de los gases contaminantes modificando la relación de compresión en un. En C. A. Rojas, “Estudio de los gases contaminantes modificando la relación de compresión en un (págs. 18 -40). Quito: uide.
- SNYDER, R. G. (s.f.). Motor de Gasolina de Cuatro Tiempos. Operación, Prueba y Evaluación.
- Valencia, U. P. (2006). PRÁCTICAS DE MOTORES DE COMBUSTIÓN 1ª Edición, Edit. Alfa omega.
- VILLAR, A. S. (2008). Motores. 1ª Edición. Madrid: Edit. Paraninfo.

ANEXOS

ANEXO 1: En esta parte de los anexos veremos algunas tablas que sirvieron para la realización de las tesis, datos que fueron usados en los cálculos y análisis de los productos de la combustión.

Carta psicrometrica



Fuente: Publicaciones técnicas valcon

Presión atmosférica y temperatura atmosférica

| PRESION Y TEMPERATURA ATMOSFERICA | | | | |
|-----------------------------------|-------------------|---------|--------------|-------------------|
| Altura (m) | Temperatura °K | Presión | | Densidad kg/m³ |
| | | mmHg | Bar | |
| 0 | 288 | 760 | 1.013 | 1225 |
| 200 | 286.8 | 742 | 0.989 | 1202 |
| 400 | 285.4 | 725 | 0.966 | 1179 |
| 600 | 284.4 | 707 | 0.942 | 1156 |
| 800 | 282.9 | 690 | 0.92 | 1134 |
| 1000 | 281.6 | 674 | 0.898 | 1112 |
| 1400 | 279 | 642 | 0.856 | 1070 |
| 1600 | 277.7 | 626 | 0.834 | 1048 |
| 2000 | 275.1 | 596 | 0.794 | 1007 |
| 2200 | 273.8 | 582 | 0.776 | 0.987 |
| 2400 | 272.5 | 567 | 0.756 | 0.967 |
| 2600 | 271.2 | 553 | 0.737 | 0.947 |
| 2800 | 269.9 | 539 | 0.718 | 0.928 |
| 3000 | 268.6 | 526 | 0.701 | 0.909 |
| 3200 | 267.3 | 512 | 0.683 | 0.89 |
| 3400 | 266 | 499 | 0.665 | 0.871 |
| 3600 | 264.7 | 485 | 0.617 | 0.852 |
| 3800 | 263.4 | 472 | 0.656 | 0.833 |
| 4000 | 262.1 | 458 | 0.611 | 0.814 |

Fuente: Pontificia universidad católica Perú

Tabla de conversión

$$1 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} - ^\circ\text{F}} = 4186,7 \frac{\text{J}}{\text{Kg} - ^\circ\text{C}}$$

$$1 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} = 2.36 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

1 BTU = 1055,05 Joules

01 LIBRA = 453.59 gramos

$$T (^\circ\text{F}) = 1.8 \times T (^\circ\text{C}) + 32$$

$$T (^\circ\text{F}) = \frac{T (^\circ\text{C}) - 32}{1.8}$$

Elaboración: Propia

Propiedades físicas químicas de gasolina de 84 octanos

| 9. PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS | |
|--|---|
| Aspecto: Líquido brillante y transparente. | pH: NP |
| Color: Visual: Amarillo. | Olor: Característico. |
| Punto de ebullición: PI: 36 °C / PF: 221 °C | Punto de fusión/congelación: |
| Punto de inflamación/Inflamabilidad: - 46 °C | Autoinflamabilidad: > 200 °C |
| Propiedades explosivas: LSU: 5.0% / LIE: 0.8% | Propiedades comburentes: |
| Presión de vapor: 0.7 atm a 25 °C | Densidad: 0.708 - 0.719 g/cm ³ a 15 °C |
| Tensión superficial: 19 - 24 dinas/cm a 25 °C | Viscosidad: |
| Densidad de vapor: 3 (aire: 1) | Coef. reparto (n-octanol/agua): 3 - 5 |
| Hidrosolubilidad: 50 mg/l | Solubilidad: En disolventes del petróleo. |
| Otros datos: Hidrocarburos aromáticos: 6.5 % Vol. Azufre: 0.2 % Masa máx. Hidrocarburos saturados: 91.0 % Vol. Contenido de Plomo: 0,013 gr/Lt. Máx. Calor de combustión: -11400 Kcal/Kg | |

Fuente: Portal REFINERÍA LA PAMPILLA S.A.

Propiedades físicas y químicas de la gasolina de 90 octanos

| 9. PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS | |
|---|---|
| Aspecto: Líquido brillante y transparente. | pH: NP |
| Color: Visual: Violeta. | Olor: Característico. |
| Punto de ebullición: PI: 32 °C / PF: 221 °C | Punto de fusión/congelación: |
| Punto de inflamación/Inflamabilidad: - 46 °C | Autoinflamabilidad: > 200 °C |
| Propiedades explosivas: LSU: 5.0% / LIE: 0.8% | Propiedades comburentes: |
| Presión de vapor: 0.7 atm a 25 °C | Densidad: 0.712 - 0.731 g/cm ³ a 15 °C |
| Tensión superficial: 19 - 24 dinas/cm a 25 °C | Viscosidad: |
| Densidad de vapor: 3 (aire: 1) | Coef. reparto (n-octanol/agua): 3 - 5 |
| Hidrosolubilidad: 50 mg/l | Solubilidad: En disolventes del petróleo. |
| Otros datos: Hidrocarburos aromáticos: 25 % Vol. Azufre: 0.2 % Masa máx. Hidrocarburos saturados: 59 % Vol. Contenido de plomo: 0,013 gr/Lt. Máx. Calor de combustión: -11400 Kcal/Kg | |

Fuente: Portal REFINERÍA LA PAMPILLA S.A.

Propiedades físicas y químicas de gasolina de 84 octanos



PETRÓLEOS DEL PERÚ - PETROPERÚ S.A.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS PETROPERÚ

| CLASE DE PRODUCTO | | COMBUSTIBLE | | Fecha efectiva: | | Enero 2015 | |
|--|----------------------|--|--------|--|--|----------------|--|
| TIPO DE PRODUCTO | | GASOLINA BASE + 7,8% vol. ALCOHOL CARBURANTE | | Reemplaza edición de: | | | |
| NOMBRE DE PRODUCTO | | GASOHOL 84 OCTANOS | | | | | |
| ENSAYOS | ESPECIFICACIONES (a) | | METODO | | | | |
| | MIN. | MAX. | ASTM | OTROS | | | |
| APARIENCIA | | Transparente | | | | Visual | |
| Color comercial | | Amarillo (b) | | | | Visual | |
| VOLATILIDAD | | | | | | | |
| Gravedad API a 60°F | | Reportar | | D-1298, D-4052 | | IP-160, IP-365 | |
| Destilación, °C (a 760 mm Hg) | | | | D-85 | | IP-123 | |
| 10 %V recuperado | | 70 | | | | | |
| 50 %V recuperado | | 140 | | | | | |
| 90 %V recuperado | | 200 | | | | | |
| Punto final de ebullición | | 221 | | | | | |
| Recuperado, %V | | 96,0 | | | | | |
| Residuo, %V | | 2,0 | | | | | |
| Pérdida, %V | | Reportar | | | | | |
| Presión de vapor, KPa (psi) | | 76 (11) | | D-4953, D-5191, D-5482, D-6378 | | IP-69, IP-394 | |
| CORROSIVIDAD | | | | | | | |
| Corrosión lámina de cobre, 3h, 50°C, Nº | | 1 | | D-130 | | IP-154 | |
| Azufre total, % masa | | 0,1 | | D-1266, D-2622, D-4294, D-5453, D-7220 | | IP-107, IP-336 | |
| ANTIDETONANCIA | | | | | | | |
| Número de octano Research | | 84,0 | | D-2699 | | | |
| ESTABILIDAD A LA OXIDACIÓN | | | | | | | |
| Periodo de inducción, minutos | | 240 | | D-525 | | IP-40 | |
| CONTAMINANTES | | | | | | | |
| Plomo, g/L | | 0,013 | | D-3237, D-5099 | | IP-428 | |
| Goma existente, mg/100mL | | 5,0 | | D-381 | | IP-131 | |
| | | | | | | | |
| | | | | | | | |
| OBSERVACIONES: | | | | | | | |
| (a) En concordancia con la Norma Técnica Peruana vigente y con los ensayos del estándar ASTM D-4814. | | | | | | | |
| (b) Uso de colorante con fines de identificación. La Gasolina 84 Octanos de la Refinería Selva es Anaranjada. | | | | | | | |
| NOTA: A la Gasolina 84 Octanos se le añadirá 7,8% en volumen de Alcohol Carburante, en las Plantas de Ventas de destino, de conformidad al cronograma establecido en el D.S. 021-2007-EM y modificatorias, dando como resultado el Gasohol 84 Plus. | | | | | | | |

PETROPERÚ ... LA ENERGÍA QUE MUEVE TU MUNDO

Fuente: Portal petro Perú

Límites máximos permisibles de emisiones contaminantes

Establecen Límites Máximos Permisibles de emisiones contaminantes para vehículos automotores que circulen en la red vial

DECRETO SUPREMO N° 047-2001-MTC

EL PRESIDENTE DE LA REPUBLICA

CONSIDERANDO:

Que, el inadecuado mantenimiento de los vehículos automotores por una falta de control y crecimiento del parque automotor, en los últimos años, ha generado un incremento sustantivo en los niveles de contaminación ambiental producidos por el funcionamiento de los motores de dichos vehículos, en especial en las zonas urbanas, derivando de esta situación efectos nocivos para la salud de las personas;

Que, de conformidad con el Artículo 3 de la Ley N° 27181, Ley General de Transporte y Tránsito Terrestre, la acción estatal en materia de transporte y tránsito terrestre se orienta a la satisfacción de las necesidades de los usuarios y al resguardo de sus condiciones de seguridad y salud; así como a la protección del ambiente y la comunidad en su conjunto;

Que, el inciso i) del Artículo 23, del Decreto Ley N° 25862, Ley Orgánica del Sector Transportes, Comunicaciones, Vivienda y Construcción, señala que la Dirección General de Medio Ambiente es la encargada de proponer la política referida al mejoramiento y control de la calidad del medio ambiente, así como de supervisar, controlar y evaluar su ejecución, proponiendo la normatividad subsectorial correspondiente;

Que, mediante Decreto Supremo N° 044-98-PCM, se aprobó el Reglamento Nacional para la Aprobación de Estándares de Calidad Ambiental y Límites Máximos Permisibles, el cual establece el procedimiento de formulación y aprobación de Límites Máximos Permisibles;

Que, siguiendo el procedimiento establecido en dicho Reglamento, el 10 de abril de 2001, la Comisión Ambiental Transectorial, aprobó la prepublicación de los Límites Máximos Permisibles de Emisiones Contaminantes para vehículos en circulación, vehículos nuevos o producidos para el Perú, usados a ser importados y vehículos menores, la misma que se prepublicó el 12 de mayo del presente año;

Que, el Artículo 237 del Reglamento Nacional de Tránsito, aprobado por Decreto Supremo N° 033-2001-MTC, dispone que está prohibida la circulación de vehículos que descarguen o emitan gases, humos o cualquier otra sustancia contaminante que provoque la alteración de la calidad del medio ambiente, en un índice superior a los Límites Máximos establecidos en el Reglamento Nacional de Vehículos;

Que, el Reglamento Nacional de Vehículos, aprobado por Decreto Supremo N° 034-2001-MTC, establece en los Artículos 35 al 38, que los Límites Máximos Permisibles para vehículos en circulación a nivel nacional, vehículos nuevos importados o producidos y vehículos usados importados, que se incorporen al parque automotor nacional, se adecuarán a la norma que emitirá el Ministerio de Transportes, Comunicaciones, Vivienda y Construcción;

| VEHÍCULOS MAYORES A DIESEL | | |
|--------------------------------|------------------------------------|---------------|
| (Livianos, medianos y pesados) | | |
| AÑO DE FABRICACION | Opacidad : k(m ⁻¹) (2) | Opacidad en % |
| Antes de 1995 | 3,4 | 77 |
| 1996 en adelante | 2,8 | 70 |

(2) Para Vehículos a Diesel: Únicamente para controles en carretera o vía pública, que se realicen a más de 1000 m.s.n.m., se aceptará una corrección por altura de 0.25 k(m⁻¹) por cada 1000 m.s.n.m. adicionales, hasta un máximo de 0.75 k(m⁻¹)

| VEHICULOS MENORES CON MOTORES DE DOS TIEMPOS QUE USAN MEZCLA DE GASOLINA - ACEITE COMO COMBUSTIBLE | | |
|--|-----------------|--------|
| Volumen desplazamiento nominal cc | CO % de volumen | HC ppm |
| Mayores de 50 cc (3) | 2,5 | 8000 |

| VEHICULOS MENORES CON MOTORES DE CUATRO TIEMPOS QUE USAN GASOLINA COMO COMBUSTIBLE | | |
|--|-----------------|--------|
| Volumen desplazamiento nominal cc | CO % de volumen | HC ppm |
| Mayores de 50 cc (3) | 4,5 | 600 |

| VEHICULOS MENORES CON MOTORES DE CUATRO TIEMPOS QUE USAN DIESEL COMO COMBUSTIBLE | | |
|--|--------------------------------|---------------|
| Volumen desplazamiento nominal cc | Opacidad : k(m ⁻¹) | Opacidad en % |
| Mayores de 50 cc (3) | 2,1 | 60 |

Fuente: Ministerio de transportes y comunicaciones

ANEXO 2: MATERIAL FOTOGRÁFICO DE LAS PRUEBAS DE MEDICIÓN DEL MOTOR BRIGG STRATION

Motor brigg Stration



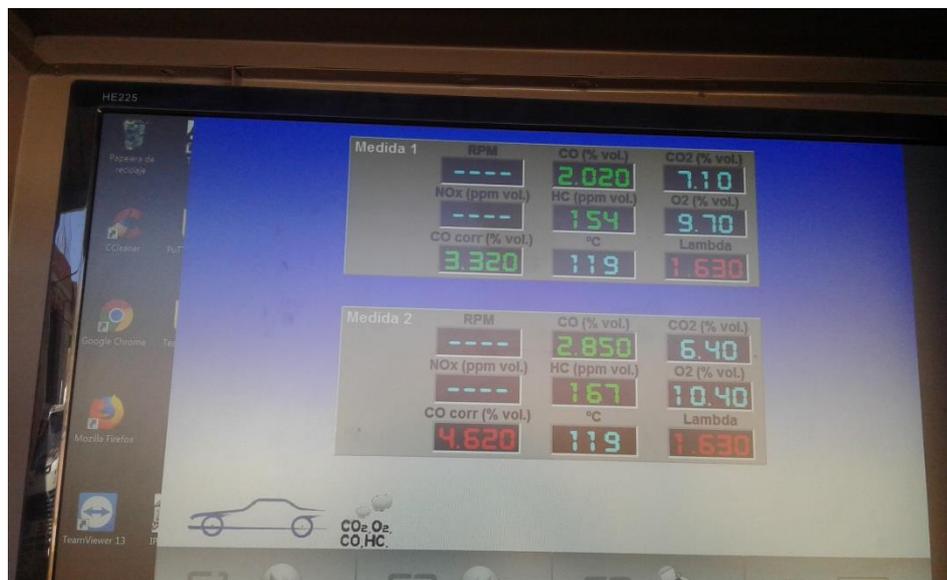
Elaboración: Propia

Lectura de los parámetros de la emisión de los gases con gasolina de 84 octanos puno



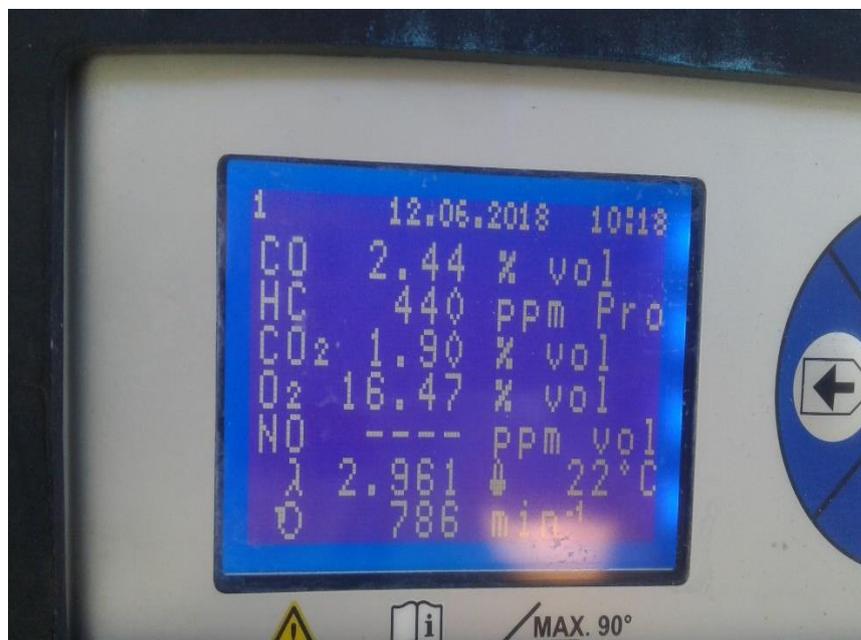
Elaboración: Propia

Lectura de los parámetros de la emisión de gases con gasolina de 90 Octanos



Elaboración: Propia

Lectura de los parámetros de la emisión de gases con gasolina de 90 octanos Ilo



Elaboración: Propia

Lectura de los parámetros de la emisión de gases con gasolina de 84 octanos Ilo

Elaboración: Propia