UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO ESTRUCTURADO DE MANERA INDEPENDIENTE PREVIÓ A LA OBTENCIÓN DEL TITULO DE INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

"ESTUDIO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA PARA DETERMINAR SUS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO Y SU FACTIBILIDAD DE APLICACIÓN EN LOS LABORATORIOS DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA"

AUTOR:

Edison Iván Córdova Morales

TUTOR:

Ing. Alex Mayorga

Ambato- Ecuador

2013

CERTIFICACIÓN

En mi calidad de Tutor de la presente Tesis de Grado, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, bajo el tema "ESTUDIO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA PARA DETERMINAR SUS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO Y SU FACTIBILIDAD DE APLICACIÓN EN LOS LABORATORIOS DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA" desarrollado por el estudiante Edison Iván Córdova Morales, egresado de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, CERTIFICO que la presente tesis fue elaborada en su totalidad por el autor y ha sido concluida en forma total, en apego al plan de tesis aprobado.

…….

Ing. Alex Mayorga

AUTORÍA

El contenido de la presente investigación como los criterios emitidos, ideas, análisis, conclusiones y propuesta bajo el tema "ESTUDIO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA PARA DETERMINAR SUS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO Y SU FACTIBILIDAD DE APLICACIÓN EN LOS LABORATORIOS DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA" son de exclusiva responsabilidad de mi persona como autor.

……..
Egdo. Edison Iván Córdova Morales
C.I 180318542-8

DEDICATORIA

El presente trabajo de investigación está dedicado en primer lugar a Dios por ser la luz que me guía por brindarme sabiduría y entendimiento a mis padres Néstor y Laura por haberme apoyado siempre incondicionalmente a mis hermanas Paulina, Silvana, Lorena y Rosana con quienes compartí las alegrías y tristezas de la vida a mi grandes amigos que no se encuentran presentes de forma material pero siempre están conmigo Francisco y Diego.

A todas las personas que supieron apoyarme y confiaron en mi sin condición de quienes recibí lo mejor.

AGRADECIMIENTO

En primer lugar a Dios por haberme dado la oportunidad de existir, la salud para poder realizar la culminación del presente trabajo de investigación, porque es mi luz que me guía para seguir adelante.

A mis padres que son los autores de este éxito alcanzado, ya que me supieron apoyarme en todo momento, compartiendo su experiencia y consejos que me formaron como una persona de bien.

Al ingeniero Alex Mayorga, quien como director de Tesis me supo orientar y transmitir sus conocimientos para realizar esta investigación de la mejor manera a mis maestros de aula que supieron transmitir todos sus conocimientos para la correcta formación como profesional.

A cada uno de mis amigos y personas que contribuyeron de una u otra manera para que este trabajo se culmine con éxito.

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

A. PÁGINAS PRELIMINARES

Página de portada……..I
Página de aprobación por el tutor……II
Página de autoría de la tesis……...III
Página de dedicatoria……IV
Página de agradecimiento……V
Página de índice general……...XV
Índice de tablas y gráficas……...XVI
Índice de figuras ……...XVII
Simbología……..XIX
Resumen ejecutivo……...XXIII

B. TEXTO

CAPÍTULO I

PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN..... 1
1.1 TEMA:..... 1
1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA..... 1
1.2.1 CONTEXTUALIZACIÓN DEL PROBLEMA.....1
1.2.2 ANÁLISIS CRÍTICO 2
1.2.3 PROGNOSIS 3
1.2.4 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA..... 3
1.2.5 PREGUNTAS DIRECTRICES 3
1.2.6 DELIMITACIÓN DEL PROBLEMA 4
1.2.6.1 De Contenido..... 4
1.2.6.2 Espacial..... 4
1.2.6.3 Temporal..... 4
1.3 JUSTIFICACIÓN..... 4
1.4 OBJETIVOS..... 5
1.4.1 Objetivo General..... 5

1.4.2 Objetivos Específicos 5

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS 6

2.2 CATEGORÍAS FUNDAMENTALES 7

2.1 MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA 8

2.2 TIPOS DE MOTORES 8

2.3 CICLOS TEÓRICOS DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA 8

2.3.1 Ciclo a Volumen Constante 8

2.3.2 Ciclo Teórico a Presión Constante 9

2.3.3 Ciclo Mixto 10

2.3.4 Comparación entre los Ciclos Teóricos 11

2.4 CICLO REAL 12

2.5 DIFERENCIA ENTRE LOS CICLOS TEÓRICOS Y LOS REALES 13

2.5.1 Diferencia entre los Ciclos Teórico y Real de los Motores MECH 13

2.5.2 Diferencia entre los Ciclos Teórico y Real de los Motores MAE 15

2.6 DIAGRAMA DE PRESIONES Vs ÁNGULO 17

1 Admisión 17

2 Compresión 18

3 Combustión y Expansión 18

4 Escape 18

2.7 COMBUSTIÓN Y COMBUSTIBLE 20

2.7.1 Combustión 20

2.7.2 Combustible 20

2.7.3 Poder Calorífico. 21

2.7.4 Procesos de Combustión Teórica y Real 21
2.8 CARACTERÍSTICA DE LOS COMBUSTIBLES DE LOS MCI 23
2.8.1 La gasolina 23
2.8.1.1 Propiedades de la Gasolina 23
2.8.1.2 Número de Octanos 23
2.8.2 El Gasóleo (Diesel) 24
2.8.2.1 Propiedades del Gasóleo 24
2.8.2.2 Retardo a la inflamación 24
2.8.2.3 El Número de Cetano. 25
2.9 PARTES CONSTITUTIVAS DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA 26
2.9.1 Elementos fijos. 26
1 La Culata 26
2 El Bloque 27
3 El Cárter 28
2.9.2 Elementos Móviles. 29
1 Pistón 29
2 El Bulón 30
3 Biela 30
4 Cigüeñal 30
5 Volante 31
2.10 SISTEMAS DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA 31
1 Cámara de Combustión 31
2 Sistema de Alimentación 31
3 Sistema de Distribución 31
4 Sistema de Encendido 32

5 Sistema de Refrigeración 32
6 Sistema de Arranque 32
2.11 FUNDAMENTOS DE UN MOTOR DE CUATRO TIEMPOS 33
2.11.1 Motor de Encendido por Chispa (MECH) 33
Primer Tiempo Admisión. 33
Segundo Tiempo Compresión 33
Tercer Tiempo Explosión 33
Cuarto Tiempo Escape. 34
2.11.2 Motor de Autoencendido (MAE) 35
Primer Tiempo Admisión 35
Segundo Tiempo Compresión. 35
Tercer Tiempo 35
Cuarto Tiempo Escape 35
2.12 MOTORES DE DOS TIEMPOS 36
2.13 CARACTERÍSTICAS DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA 37
1 Cilindrada 37
2 Relación de Compresión 38
3 La velocidad de rotación del motor 39
4 La velocidad del émbolo 39
5 La relación carrera/diámetro 40
2.14 ÍNDICES DE FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA 40
2.14.1 Parámetros Indicados 40
Presión Indicada 41
Potencia Indicada 42

Rendimiento Indicado 42
2.14.2 Parámetros Efectivos 43
Potencia Efectiva 43
Presión Efectiva 44
Potencia Mecánica 45
Rendimiento Mecánico 45
Rendimiento Efectivo 46
Consumo Efectivo de Combustible 46
Rendimiento Volumétrico 46
2.15 PRUEBAS REALES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA 48
1.- Pruebas experimentales. 48
2.- Pruebas de aceptación 48
2.15.1 REGULACIÓN DEL PAR Y RÉGIMEN DE GIRO 48
Método Directo 49
Método Indirecto 49
1 Freno de Prony 50
2 Freno de Agua 50
3 El Ventilador como Freno 52
4 Dinamómetro Eléctrico 52
5 Ajuste de la mezcla en el Carburador 54
6 Medida del gasto de Combustible 55
1 Método Gravimétrico 55
2 Método Volumétrico 56
7 Medida del Gasto de aire 57
2.4 HIPÓTESIS 58
2.5 SEÑALAMIENTO DE LAS VARIABLES 59

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1 ENFOQUE 60

3.2 MODALIDAD BÁSICA DE INVESTIGACIÓN 60

Bibliográfica 60

Experimental 60

3.3 NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN 61

3.4 POBLACIÓN Y MUESTRA 61

3.5 OPERALIZACIÓN DE VARIABLES 62

3.5.1.- Variable Independiente: Motor de Combustión Interna. 62

3.5.2.- Variable Dependiente: Parámetros de funcionamiento 63

3.5 PLAN DE RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN 64

3.5.1 PLAN DE PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN 64

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS 65

4.2 SELECCIÓN DEL FRENO 66

4.2.1 Ensayos de la obtención del Número de Revoluciones 67

4.2.2 Ensayos de la Obtención de la Potencia 68

4.2.3 Ensayos de la Obtención del Torque Máximo 69

4.3 INTERPRETACIÓN DE DATOS 70

4.2 VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS 72

Comprobación 73

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES 75

5.2 RECOMENDACIONES 75

CAPÍTULO VI

PROPUESTA

6.1 DATOS INFORMATIVOS 76

6.2 ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA 77

6.2.1 Parámetros de Diseño 77

6.3 JUSTIFICACIÓN 77

6.4 OBJETIVOS 77

6.5 ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD 78

6.5.1 Análisis Técnico 78

6.5.2 Análisis de Costos 78

6.5.2.1 Costos Directos 78

Costo de materiales 78

6.5.2.2 Costos Indirectos 80

Costos de Maquinaria Utilizada 80

Costo de Mano de Obra 81

6.5.2.3 Costo Total (CT) 82

6.6 FUNDAMENTACIÓN 82

6.6.1 Cálculo Hidráulico 83

Cálculo de la altura. 83

Diseño del impulsor del freno hidráulico 83

Diámetro exterior del impulsor. 84

Diámetro reducido del impulsor. 84

Diámetro de entrada a los álabes de trabajo 85

Velocidad periférica del flujo a la entrada. 85

Velocidad absoluta a la entrada 86

Velocidad absoluta del flujo a la salida. 86
Velocidad relativa del flujo a la salida..... 86
Velocidad relativa del flujo a la entrada 86
Determinación del número de álabes del impulsor..... 87
Cálculo de la relación de diámetros..... 87
Ángulo de entrada..... 88
Ángulo de salida 88
Determinación del ancho útil del álabe..... 88
Eficiencia del Impulsor..... 89
El torque de cada uno de los álabes 90
Factor de seguridad del Impulsor..... 90
Volumen del disco 91
Peso del disco..... 91
Volumen de un Álabe 92
Peso de un Álabe..... 92
Peso total del impulsor..... 92
Determinación del ancho de la Carcasa..... 92
Determinación del diámetro interior de la carcasa 93
Determinación del diámetro del árbol del freno 94
Diámetro del cubo..... 95
Determinación de la Presión de diseño..... 96
Fuerza Axial..... 96
Fuerza dinámica..... 97
Fuerza radial 98
Fuerza Centrifuga 98
Fuerza que transmite el Fluido al Álabe..... 99

Espesor de la Carcasa 99
Fuerza total sobre el impulsor 100
6.6.2 Diseño Mecánico 101
Eje 101
CÁLCULO ESTÁTICO 102
CÁLCULO A FATIGA 103
Chaveta del Rodete 105
Cálculo Rodamientos 106
6.7 METODOLOGÍA 107
6.7.1 Construcción 107
Carcasa 107
Impulsor 108
Palanca 108
Eje 109
Placa lateral 109
Placa base 110
Sellos Mecánicos 110
Rodamientos 111
Neplos y Acoples 111
Mangueras 111
Junta elástica 112
Reservorio de Agua 112
Válvula de Interceptación 113
6.7.2 Instrumentos Utilizados 113
Tacómetro 113
Bomba de Agua 114

Dinamómetro 114
6.8 ADMINISTRACIÓN 115
6.8.1 Montaje del freno Hidráulico en la Bancada 115
6.8.2 Pasos a realizar en las pruebas de frenado del motor 116
6.9 PREVISIÓN DE LA EVALUACIÓN 116
6.9.1 Plan de mantenimiento..... 117
6.9.2 Pruebas del Equipo 118

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Relaciones de Compresión y Presiones Medias..... 44

Tabla 2 Características de los frenos..... 65

Tabla 3 Caudal Vs Velocidad 68

Tabla 4 Potencia Vs Velocidad..... 69

Tabla 5 Potencia Vs Torque..... 70

Tabla 6.1 Costo de Materiales Mecánicos 78

Tabla 6.2 Costo Instalación Hidráulica..... 79

Tabla 6.3 Costo de Materiales Varios..... 80

Tabla 6.4 Costos Directos 80

Tabla 6.5 Costo de Maquinaria..... 81

Tabla 6.6 Costo Mano de Obra 81

Tabla 6.7 Costos Indirectos..... 82

Tabla 6.8 Costo Total..... 82

Tabla 6.9 Torque Vs Velocidad 118

Tabla 6.10 Velocidad constante variando la carga..... 120

Gráfica 4.1 Variación de la Velocidad..... 71

Gráfica 4.2 Variación de la Potencia..... 71

Gráfica 4.3 Variación del torque..... 72

Gráfica 6.1 Torque Vs Velocidad r.p.m. 118

Gráfica6.2 Torque Vs Potencia..... 119

Gráfica 6.3 Torque Vs R.P.M constante 120

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2-1 Ciclo Teórico a Volumen Constante 9

Figura 2-2 Ciclo Teórico a Presión Constante 10

Figura 2-3 Ciclo Teórico Mixto 11

Figura 2-4 Comparación de los rendimientos térmicos de los ciclos teóricos a varios valores de la relación de compresión 12

Figura 2-5 Comparación ciclo teórico e indicado Volumen Constante 14

Figura 2-6 Comparación ciclo teórico y real Presión Constante..... 16

Figura 2-7 Diagrama de presiones Vs Ángulo 19

Figura 2-8 Proceso de combustión completa 21

Figura 2-9 Proceso de una combustión teórica 22

Figura 2-10 El bloque..... 27

Figura 2-11 Disposición de los cilindros 28

Figura 2-12 El cárter 29

Figura 2-13 El pistón..... 29

Figura 2-14 Cigüeñal..... 30

Figura 2-15 Tiempos de Funcionamiento (MECH) 34

Figura 2-16 Tiempos de Funcionamiento (MAE)..... 36

Figura 2-17 Esquema de un Motor de Dos Tiempos. 36

Figura 2-18 Freno de Prony 50

Figura2-19 Freno de agua tipo viscoso 51

Figura 2-20 Motor montado en soportes con ventilador usado como freno 52

Figura 2-21 Vistas de cortes de un freno de corrientes parásitas Dinamatic 53

Figura 2-22 Freno eléctrico..... 54

Figura 2-23 Medidor gravimétrico de combustible 56

Figura 2-24 Medidor volumétrico de combustible..... 56

Figura 2-25 Medida de aire 58
Figura 6-1 Diámetro de entrada 85
Figura 6.2 Carcasa 108
Figura 6.3 Impulsor 108
Figura 6.4 Palanca 109
Figura 6.5 Eje 109
Figura 6.6 Placa lateral 110
Figura 6.7 Placa base 110
Figura 6.8 Sello mecánico 110
Figura 6.9 Rodamientos 111
Figura 6.10 Acoples 111
Figura 6.11 Mangueras 112
Figura 6.12 Junta elástica 112
Figura. 6.13 Reservorio 113
Fig. 6.14 Válvula de interceptación 113
Figura 6.15 Tacómetro 114
Figura 6.16 Bomba de agua 114
Figura 6.17 Dinamómetro 114
Figura 6.18 Bancada 115

SIMBOLOGÍA

C_{m1}	Velocidad absoluta de entrada [m/s]
C_{m2}	Velocidad absoluta de salida [m/s]
D_1	Diámetro de entrada del impulsor [m]
D_2	Diámetro de salida del impulsor [m]
D_3	Diámetro interno de la carcasa [m]
D_{red}	Diámetro reducido [m]
F_{DIN}	Fuerza dinámica del impulsor [N]
F_T	Fuerza total del impulsor [N]
F_{axial}	Fuerza axial [N]
F_c	Fuerza centrifuga [N]
F_p	Fuerza de presión [N]
F_r	Fuerza radial [N]
N_e	Potencia efectiva [W]
N_i	Potencia indicada [W]
N_m	Potencia mecánica [W]
P_h	Presión hidrostática [Pa]
P_I	Potencia del impulsor [W]
P_M	Potencia del motor [W]
P_R	Presión de diseño [Pa]
P_a	Presión al final de la admisión [Pa]
P_e	Presión efectiva [Pa]
Pi_{nr}	Presión indicada no redondeada [Pa]
R_1	Radio interno del impulsor [m]
R_2	Radio externo del impulsor [m]
U_1	Velocidad periférica de entrada [m/s]
U_2	Velocidad periférica de salida [m/s]
V_h	Cilindrada unitaria [m^3]
V_a	Volumen del álabe [m^3]
V_T	Cilindrada total [m^3]
V_c	Volumen de la cámara de combustión [m^3]

V_d	Volumen del disco [m^3]
V_m	Velocidad media del émbolo [m/s]
W_T	Peso total del impulsor [Kg]
W_a	Peso del álabe [Kg]
W_d	Peso del disco [Kg]
b_2	Ancho de la carcasa [m]
d_c	Diámetro de cubo [m]
d_e	Diámetro del eje del freno [m]
k_{m1}	Constante de velocidad
k_{m2}	Constante de velocidad
k_p	Factor de compensación del motor
n	Factor de seguridad
n_e	Rendimiento efectivo
n_i	Rendimiento indicado
n_m	Rendimiento mecánico
n_v	Rendimiento volumétrico
t_h	Espesor del álabe [m]
t_d	Espesor del disco [m]
w	Velocidad angular [rad/s]
w_1	Velocidad relativa a la entrada del impulsor [m/s]
w_2	Velocidad relativa a la salida del impulsor [m/s]
ΔT	Grado de calentamiento de la carga [°C]
C	Cantidad de carbono [%]
D	Diámetro del cilindro [m]
F	Fuerza [N]
Fa	Fuerza álabe [N]
Gc	Gasto horario másico de combustible [Kg/h]
h	Altura [m]
H	Cantidad de hidrogeno [%]
Hu	Poder calorífico [KJ/Kg]
I	Intensidad [A]

Ku	Constante de velocidad
M	Momento torsor $[N-m]$
Ns	Velocidad específica
P	Potencia disponible [W]
Pi	Presión indicada [Pa]
Po	Presión atmosférica [Pa]
Pr	Presión de los gases residuales [Pa]
Q	Caudal $[m^3/s]$
Qa	Caudal de un álabe $[m^3/s]$
S	Carrera del pistón [m]
Se	Límite de resistencia a la fatiga del material [Pa]
Se`	Límite de resistencia a la fatiga de la muestra [Pa]
Sut	Límite de resistencia a la tensión [Pa]
Sy	Límite de Fluencia [MPa]
S_{sy}	Resistencia de cizalladura [Pa]
T	Torque $[N-m]$
Ta	Temperatura de admisión de la mezcla [°C]
$T_{álabe}$	Torque de un álabe $[N-m]$
To	Temperatura ambiente [°C]
Tr	Temperatura de los gases residuales [°C]
V	Voltaje [V]
b	Ancho del álabe [mm]
g	Aceleración de la gravedad estándar $[m/s^2]$
ge	Consumo efectivo de combustible $\left[\frac{g}{Kw-h}\right]$
gi	Gasto indicado $\left[\frac{g}{Kw-h}\right]$
i	Número de cilindros
ka	Factor de superficie
kb	Factor de tamaño
kc	Factor de confiabilidad
kd	Factor de temperatura

ke	Factor de efectos varios
km1	Coeficiente politrópico de compresión
km2	Coeficiente politrópico de expansión
l	Cantidad de real de aire [Kg]
lo	Cantidad de aire teórico [Kg]
m	Relación de Diámetros
t	Temperatura teórica [°C]
to	Temperatura inicial [°C]
z	Número de aspas (álabes)

Letras Griegas

β_1	Angulo de entrada
β_2	Angulo de salida
$\gamma_{Material}$	Peso específico del material [KN/m^3]
γ_{agua}	Peso específico del agua [KN/m^3]
γ_r	Coeficiente de gases residuales
τ	Esfuerzo permisible [Pa]
φ	Coeficiente de totalidad
$\propto$	Coeficiente de aire
γ	Exponente adiabático
ε	Relación de compresión
η	Eficiencia del impulsor
λ	Grado de la elevación de la temperatura
ρ	Densidad del agua [Kg/m^3]
σ	Número de tiempos
τadm	Tensión de torsión admisible [$KN - m^2$]
φ	Deficiencia de oxígeno

RESUMEN EJECUTIVO

Los motores de combustión interna tienen una gran importancia dentro de la humanidad ya que se encuentran presentes en la mayoría de dispositivos que generan potencia por lo que el estudio de su comportamiento para irlo mejorando es de gran importancia.

El presente trabajo de investigación se realizó con la finalidad de analizar los parámetros de funcionamiento del motor de combustión interna Briggs & Stratton de 6.5 HP de potencia mediante la aplicación de un método directo en este caso con la ayuda de un freno hidráulico, el mismo que nos permite realizar una simulación de trabajo del motor en diferentes etapas, con lo cual podemos obtener valores reales de velocidad, potencia, y torque que se obtienen mediante la aplicación de carga en este caso agua que se regula con la utilización de una válvula de paso, para darle una presión adecuada al líquido, se lo realiza con la utilización de una bomba de agua de 1 HP de potencia, la presión ejercida en el interior del freno es de 90,81 KPa que se genera producto de la fricción que nos permite transformar la energía mecánica en calor.

Para la ejecución del trabajo de investigación se ha realizado una investigación netamente experimental la cual se basa en una serie de pruebas, sin dejar, de lado la bibliografía utilizada para obtener información referente al tema.

CAPÍTULO I

PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1 TEMA:

ESTUDIO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA PARA DETERMINAR SUS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO Y SU FACTIBILIDAD DE APLICACIÓN EN LOS LABORATORIOS DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA.

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.2.1 CONTEXTUALIZACIÓN DEL PROBLEMA.

Los motores de combustión interna pertenecen al grupo de las máquinas de combustión y juegan un papel primordial en la formación de los trabajadores especializados y los ingenieros. Estos motores funcionan frecuentemente como motores de los vehículos.

En el mundo entero una de las empresas más destacadas es la automotriz por cuanto el automóvil es una herramienta para desplazarse con facilidad a cualquier lugar o sitio de trabajo.

Muchas personas en algún momento habrán tenido la oportunidad de ver la parte externa de un motor de gasolina (llamado también motor de explosión o de combustión interna), sin embargo, es muy probable que también muchas de esas personas desconozcan su funcionamiento interno, de cuáles son los parámetros que están asociados para obtener el funcionamiento del mismo.

En países europeos como Alemania, Francia, Inglaterra cuando las personas deciden obtener la licencia de conducir estos deben someterse a un test o examen en el que, precisamente, se incluye algunas preguntas relacionadas con el principio de funcionamiento de los motores de combustión interna ya sean de gasolina o diesel, para lo cual estos deben seguir un curso donde se familiarizan con los motores de combustión interna, y relacionarse con las partes que comprenden el motor y cuál es su funcionamiento.

Dentro de los países de Sudamérica existe un desconocimiento total de la mayoría de las personas que utilizan un motor de combustión interna, de cuál es su funcionamiento de las partes que lo integra y peor de los parámetros que intervienen en el funcionamiento del mismo.

Con el crecimiento económico de países como Argentina, Brasil se empieza a realizar investigaciones en lo que se refiere a los motores de combustión interna, ya que esta información es manejada por ciertas industrias privadas extranjeras de cuáles son los métodos que se emplean para la obtención de los parámetros de funcionamiento del motor.

En nuestro país existe un desconocimiento casi en su totalidad de cómo podemos realizar una prueba de funcionamiento de un motor de combustión interna que nos permita obtener los parámetros de funcionamiento que intervienen en el mismo, sin considerar la importancia que tiene es decir, que la mayor parte de las personas que conocen un motor de combustión interna desconocen de cómo podemos realizar prácticas y cuáles son los métodos más utilizados, lo que implica un estudio puramente teórico en lo que se refiere al estudio de los motores de combustión interna.

1.2.2 ANÁLISIS CRÍTICO

En las Universidades de nuestro país son muy pocas las que cuentan con la implementación de laboratorios para realizar la enseñanza teórico práctico de

cómo podemos obtener los parámetros de funcionamiento que se encuentran presentes en un motor de combustión interna, para poder realizar una comparación más real entre los datos calculados y los obtenidos, comprobando si el proceso que se obtiene es satisfactorio o tiene problemas, con lo cual se obtiene un mejor desempeño y comprensión por parte de los estudiantes.

1.2.3 PROGNOSIS

Si no se realiza este estudio no se podrá determinar los parámetros de funcionamiento de un motor de combustión interna mediante la práctica, es decir se tendrá un desconocimiento total de cómo podemos obtener las prestaciones reales que tiene determinado motor con lo que se tendrá un conocimiento estrictamente teórico, sin que exista una correlación entre la teoría y la práctica.

1.2.4 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿Con el estudio de un motor de combustión interna se puede obtener sus parámetros de funcionamiento mediante la práctica?

1.2.5 PREGUNTAS DIRECTRICES

¿Cómo podemos realizar pruebas de frenado en un motor rotatorio?
¿Qué parámetros podemos determinar con la aplicación del freno hidráulico en el motor rotatorio?
¿Qué criterios son necesarios evaluar para el diseño de un freno hidráulico?
¿Con los parámetros obtenidos se puede hacer una interpretación de cómo está funcionando el motor de combustión interna?

1.2.6 DELIMITACIÓN DEL PROBLEMA

1.2.6.1 De Contenido

La presente investigación se la realizará dentro del campo de la Ingeniería Mecánica con la aplicación de varias áreas como son la Termodinámica, Mecánica de Fluidos, Diseño de Elementos, Motores Endotérmicos y proyectos Industriales, teniendo en cuenta como fuentes de consulta los libros de la biblioteca de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, la utilización del internet para la obtención de información global

1.2.6.2 Espacial

La presente investigación se realizara en la provincia de Tungurahua del cantón Ambato en el sector de Huachi Chico, en la Universidad Técnica de Ambato

1.2.6.3 Temporal

El estudio de un motor de combustión interna para determinar sus parámetros de funcionamiento se lo realizará desde Julio del 2012 hasta Marzo 2013

1.3 JUSTIFICACIÓN

En la actualidad la preparación académica de los estudiantes debe tener una correlación entre la teoría y la práctica ya que las exigencias para formar estudiantes de calidad es que tengan conocimientos variados.

El propósito de la investigación es determinar los parámetros de funcionamiento como son la velocidad, potencia y torque del motor de combustión interna en operación, simulando varias etapas de trabajo mediante la aplicación de un sistema de frenado hidráulico que nos permita realizar de forma directa la toma de los valores reales, mediante la aplicación de carga, con la implementación de un

banco de pruebas de motores que nos permita realizar una comparación entre los valores calculados teóricamente y los obtenidos mediante la práctica, con lo cual se tendrá un mejor desempeño por parte de los estudiantes.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 Objetivo General

- Realizar el estudio de un motor de combustión interna y determinar sus parámetros de funcionamiento.

1.4.2 Objetivos Específicos

- Considerar un sistema de frenado hidráulico, en un motor rotatorio.
- Determinar los parámetros de funcionamiento de un motor rotatorio como son la velocidad, potencia y torque.
- Evaluar los resultados obtenidos en el motor eléctrico, para realizar su aplicación en el motor de combustión interna.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

El motor de combustión interna es una de esas raras invenciones que ha probado ser muy versátil, y abarca un amplio rango de aplicaciones. Es la fuente de poder de la vasta mayoría de los automóviles, aviones, barcos, generadores de energía, cortadoras de césped, podadora, y otros elementos.

La mayor parte de los dispositivos que producen potencia operan en ciclos, y el estudio de los ciclos de potencia es una parte interesante e importante de la termodinámica. Los ciclos que se llevan a cabo en los dispositivos reales son difíciles de analizar debido a la presencia de efectos complicados, como la fricción y la falta de tiempo suficiente para establecer las condiciones de equilibrio durante el ciclo.

El motor de combustión interna ha estado a nuestro servicio durante un siglo es decir desde 1876, cuando NikolausAugust Otto se le otorgó la patente de un motor de combustión interna con ciclo de cuatro tiempos, el mismo que ha sido perfeccionado hasta llegar a los que conocemos hoy en día.

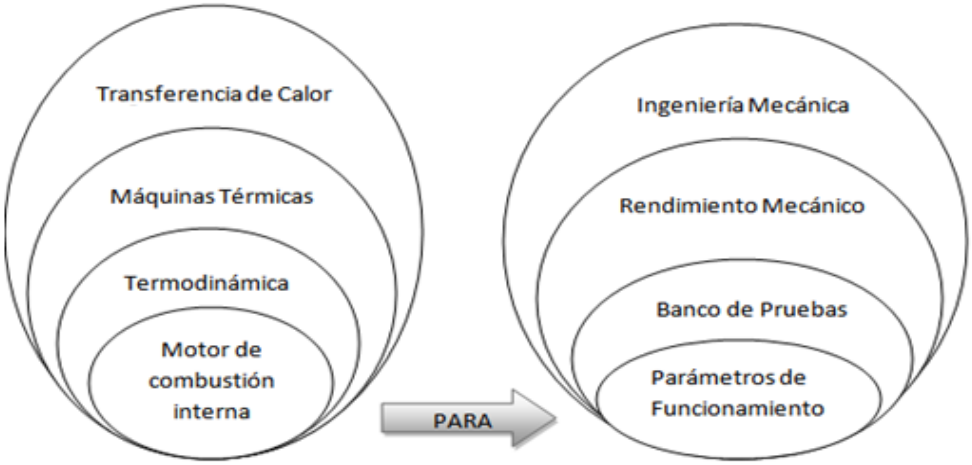
Los primeros motores de combustión interna alternativos de gasolina que sentaron las bases de los que conocemos hoy fueron construidos casi a la vez por Karl Benz y Gottlieb Daimler. Los intentos anteriores de motores de combustión interna no tenían la fase de compresión, sino que funcionaban con una mezcla de aire y combustible aspirada o soplada dentro durante la primera parte del movimiento del sistema. La distinción más significativa entre los motores de combustión interna modernos y los diseños antiguos es el uso de la compresión.

Ya que el motor de combustión interna se utiliza de manera tan extensa y generalizada, es importante conocer y saber lo más posible a cerca de él, se desarrollaron varios métodos para realizar las pruebas de funcionamiento del motor, los cuales aplican diferentes sistemas de aplicación de la carga como son: mecánicos, hidráulicos, eléctricos dentro de los más importantes que existen.

Dentro de nuestro país en la Escuela Politécnica del Ejército (ESPE), Latacunga en la Facultad de Ingeniería Automotriz desarrolló un trabajo de investigación de tema "CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA LA COMPROBACIÓN DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA", realizado por Néstor Aníbal Romero Guano y Diego Martín Larrea López. Donde se realizó el diseño y la construcción de un banco de pruebas eléctrico para motores de gasolina de dos o cuatro tiempos, motores diesel, motores a inyección electrónica y cualquier tipo de motores cuya potencia fluctué dentro del rango de 0-5 HP, el cual permite obtener las curvas características del motor sometido a prueba que tiene una aplicación como banco de pruebas para fortalecer las habilidades de los estudiantes de la Facultad, teniendo como inconveniente el costo de este banco de pruebas.

2.2 CATEGORÍAS FUNDAMENTALES

VARIABLE INDEPENDIENTE **VARIABLE DEPENDIENTE**



2.1 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.

2.2 TIPOS DE MOTORES

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); y 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.

2.3 CICLOS TEÓRICOS DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA[1]

2.3.1 Ciclo a Volumen Constante

El ciclo a volumen constante es el ciclo ideal para las máquinas reciprocantes de encendido por chispa (MECH).

[1] MOTORES ENDOTÉRMICOS Dante Giacosa. Tercera Edición pág. 49-55.

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 Q_1.
3-4 Expansión isentrópica.
4-1 Rechazo de calor a volumen constante sustracción instantánea del calor Q_2.

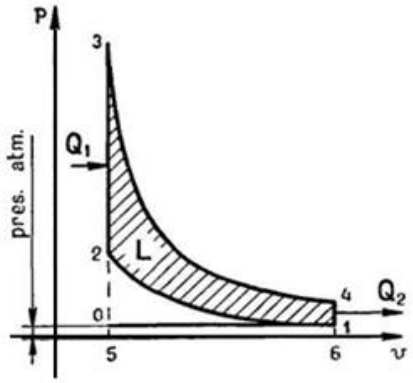


Figura 2-1 Ciclo Teórico a Volumen Constante
(Fuente Dante Giacosa Motores endotérmicos Pág. 50)

2.3.2 Ciclo Teórico a Presión Constante

Es el ciclo teórico de los motores de encendido por compresión (MAE), también llamados de autoencendido.

La diferencia entre los dos ciclos se encuentra en la fase de introducción de calor mientras en los MECH se lo realiza a volumen constante, en los MAE se realiza a presión constante.

Otra diferencia está en la relación de compresión que en los MECH, está en un rango comprendido entre 6-10. Mientras en los MAE se lo realiza de 12-22

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.

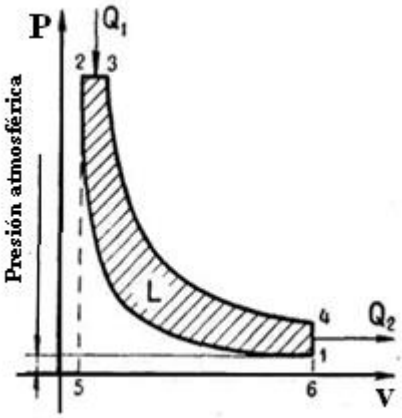


Figura 2-2 Ciclo Teórico a Presión Constante

(Fuente Dante Giacosa Motores endotérmicos Pág. 52)

2.3.3 Ciclo Mixto

Las condiciones reales de funcionamiento de los motores MECH y MAE difieren notablemente de los ciclos ideales de cada uno. Para los motores MAE (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.

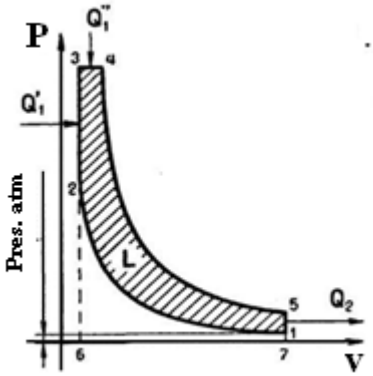


Figura 2-3 Ciclo Teórico Mixto

(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 Qi' 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".

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.

2.3.4 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 2.4 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 (MAE) tiene un rendimiento térmico superior al motor encendido por chispa (MECH).

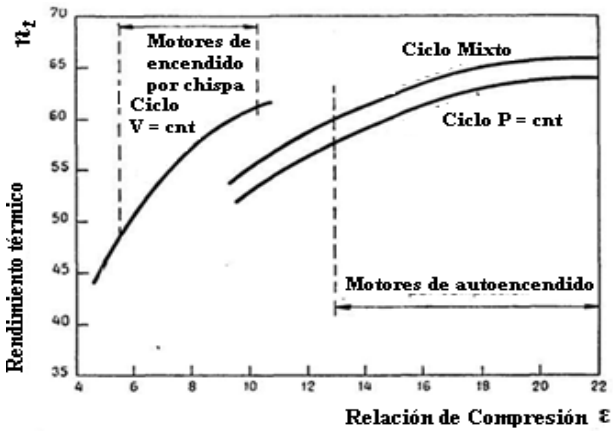


Figura 2-4 Comparación de los rendimientos térmicos de los ciclos teóricos a varios valores de la relación de compresión
(Fuente Dante Giacosa Motores endotérmicos Pág. 59)

2.4 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.

2.5 DIFERENCIA ENTRE LOS CICLOS TEÓRICOS Y LOS REALES

2.5.1 Diferencia entre los Ciclos Teórico y Real de los Motores MECH

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 politrópicas, 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, está 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.

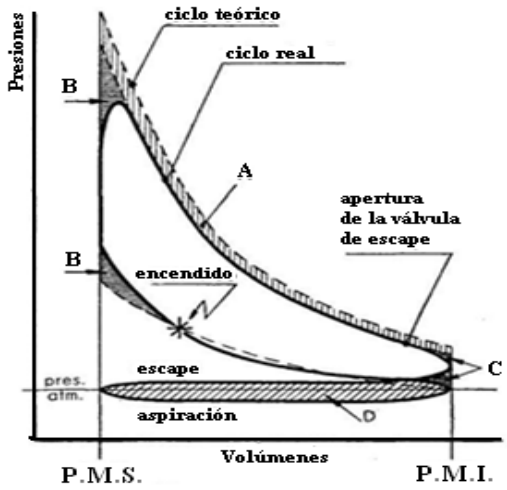


Figura 2-5 Comparación ciclo teórico e indicado Volumen Constante
(Fuente Dante Giacosa Motores endotérmicos Pág. 70)

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 C_V como el de presión constante C_P 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 CO_2 y H_2O, además de otros componentes como son CO, H_2 y O_2. 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 (figura 2-5), 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.

2.5.2 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.

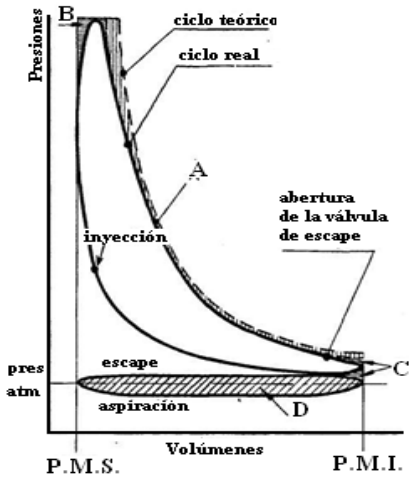


Figura 2-6 Comparación ciclo teórico y real Presión Constante

(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 varia 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 MAE, la disociación no tiene un efecto tan importante como en los motores MECH, 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 MECH, puesto que no existe estrangulamiento en el aire de aspiración; en los MAE 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.

2.6 DIAGRAMA DE PRESIONES Vs ÁNGULO[2]

En la figura 2-7 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

[2] MOTORES ENDOTÉRMICOS. Dante Giacosa pág. 77-79.

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., pero, 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 abertura 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 abertura 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.

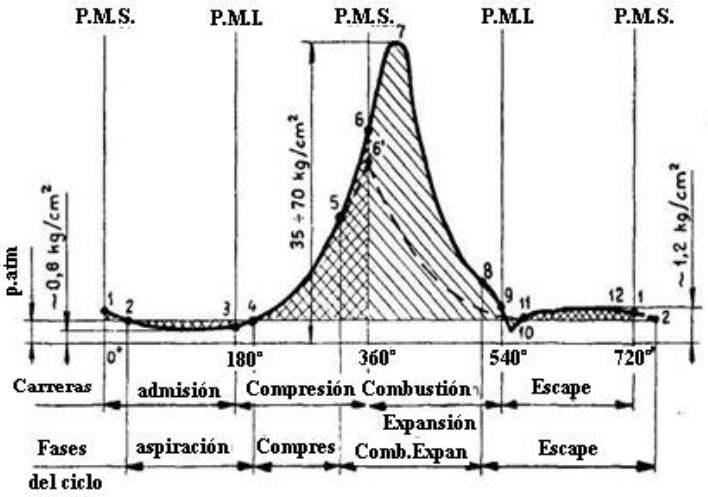


Figura 2-7 Diagrama de presiones requeridas al desplazamiento angular del eje del motor

(Fuente Dante Giacosa Motores endotérmicos Pág. 79)

2.7 COMBUSTIÓN Y COMBUSTIBLE[3]

2.7.1 Combustión

La combustión es una reacción química que consiste en la oxidación violenta de un elemento con desprendimiento de calor y, 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 diesel, 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.

2.7.2 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.

[3] TERMDINÁMICA. Yunus. A. Cengel pág.752-753

En otras palabras, se puede decir que los combustibles son sustancias que al reaccionar con el oxígeno dan lugar a reacciones exotérmicas.

2.7.3 Poder Calorífico[4].

La energía calorífica liberada por un combustible al quemarse, es tanto mayor cuanto 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

2.7.4 Procesos de Combustión Teórica y Real[5]

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.

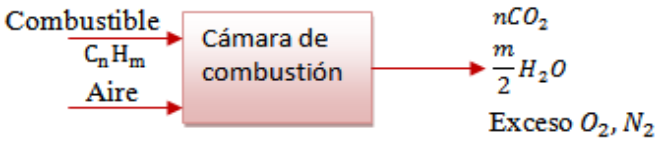


Figura 2-8 Proceso de combustión completa
(Fuente: Yunus.A.Cengel Termodinámica V edición Pág.756)

Un proceso de combustión es incompleto si los productos de la combustión contienen algo de combustible o componentes no quemados como C, H_2, 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

[4] TERMODINÁMICA. Yunus. Cengel pág.79
[5] TERMIDINÁMICA. Yunus. Cengel pág.756-757 Cuaderno de Materia Ingeniería Automotriz

manera que cuando un combustible se quema por completo con aire teórico; no estará el oxígeno sin combinar el producto de los gases.

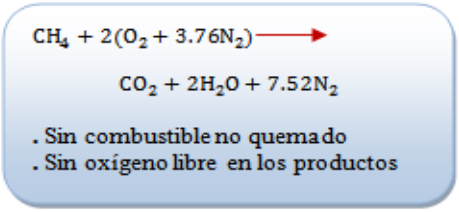


Figura 2-9 Proceso de una combustión teórica

(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.

$$\text{lo} = \frac{1}{0.23} * \left(\frac{8}{3}C + 8H - 0\text{C}\right) \qquad \text{(Ec.2-1)}$$

Dónde:

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.

$$\text{lo} = \frac{1}{0.23} * \left(\frac{4}{3}C(2-\varphi) + 8H - 0\text{C}\right) \qquad \text{(Ec.2-2)}$$

Dónde:

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 oxígeno

Coeficiente de aire α

$$\alpha = \frac{\text{l}}{\text{lo}} \qquad \text{(Ec.2-3)}$$

Dónde:

$\alpha =$ coeficiente de aire

l = cantidad real de aire

lo = cantidad teórica de aire

$$\alpha = 1 \text{ combustión completa (estequiométrica) MECH}$$

$$\alpha < 1 \text{ combustión incompleta (deficiencia de aire) MECH}$$

$$\alpha > 1 \text{ combustión completa (con exceso de aire) MAE}$$

$$\alpha = 0.8 - 1.2 \text{ MECH}$$

$$\alpha = 1.4 - 1.6 \text{ MAE}$$

$$\varphi = 2(1-\alpha)\left(1 + 3\frac{H}{C}\right) \qquad \text{(Ec.2-4)}$$

2.8 CARACTERÍSTICA DE LOS COMBUSTIBLES DE LOS MCI

2.8.1 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.

2.8.1.1 Propiedades de la Gasolina

- Densidad: de 0.71 a 0.75 g/cm^3 (es más ligera que el agua).
- Poder calorífico: de 10500 a 11000Kcal/Kg.
- Punto de inflamación: entre 45 y 93ºC.
- 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

2.8.1.2 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.

2.8.2 El Gasóleo (Diesel)

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

2.8.2.1 Propiedades del Gasóleo

- Densidad de 0.85 a 0.93 g/cm^3 algo mas ligero que el agua.
- Poder calorífico alrededor de 10000 a 10800 Kcal/Kg.
- Punto de inflamación a partir de 76ºC.
- Punto de combustión cerca a los 100ºC.
- Para su combustión completa, 1 Kg de gasóleo necesita unos 14 Kg de aire.

2.8.2.2 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:

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

2.- Del grado de la pulverización del gasóleo.- Cuanto menores sean las gotas más fácil será calentarlas.

3.- De la turbulencia.- La turbulencia facilita el calentamiento por renovación del aire entorno al combustible.

4.- De la relación de compresión.- Cuanto mayor sea esta, mayor presión hay en el momento de la inyección.

5.- De la temperatura del aire y del motor.

6.- Del número de Cetano.- Cuanto mayor sea este, mayor facilidad de encendido.

2.8.2.3 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 Alfametilnaftaleno. 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 al 45% de alfa-metil-naftaleno.

2.9 PARTES CONSTITUTIVAS DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA[6]

2.9.1 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

[6] Manual CEAC del Automóvil

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

Figura 2-10 El bloque
(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

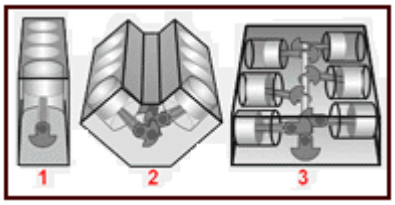


Figura 2-11 Disposición de los cilindros

(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.

Figura 2-12 El cárter

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

2.9.2 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.

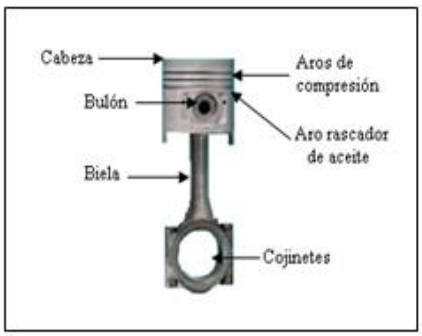


Figura 2-13 El pistón

(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 puedes 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.

Figura 2-14 Cigüeñal

(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.

2.10 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.

2.11 FUNDAMENTOS DE UN MOTOR DE CUATRO TIEMPOS

2.11.1 Motor de Encendido por Chispa (MECH)

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

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.

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.

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.

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.

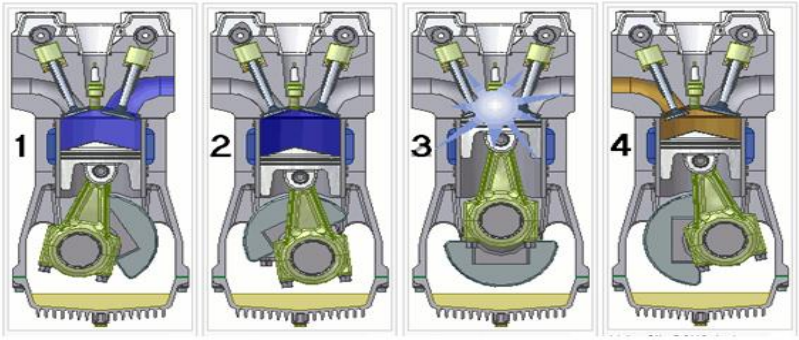


Figura 2-15 Tiempos de Funcionamiento (MECH)

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

2.11.2 Motor de Autoencendido (MAE)

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.

Primer Tiempo Admisión

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

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.

Tercer Tiempo

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

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 diesel utilizan un sistema auxiliar de ignición para encender el combustible al arrancar el motor y mientras alcanza la temperatura adecuada.

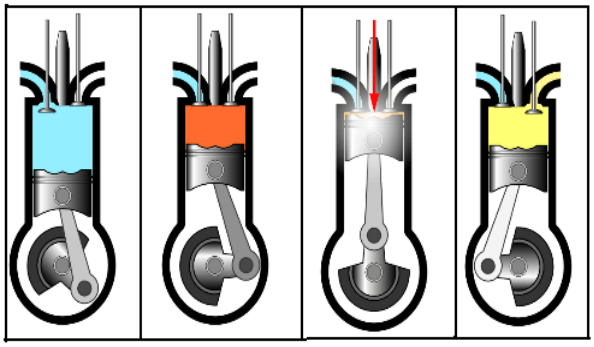


Figura 2-16 Tiempos de Funcionamiento (MAE)

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

2.12 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 diesel.

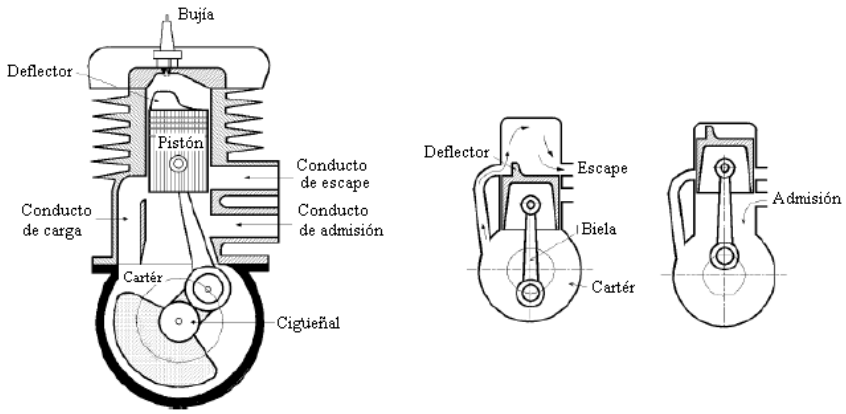


Figura 2-17 Esquema de un Motor de Dos Tiempos.

(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

2.13 CARACTERÍSTICAS DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA[7]

1 Cilindrada

Se llama cilindrada al volumen que desaloja el pistón cuando se desplaza desde el PMS al PMI. Siendo S la carrera del pistón y D, el calibre del cilindro, la cilindrada unitaria $V_h$es:

$$V_h = \frac{\pi D^2 S}{4} \qquad \text{(Ec. 2-5)}$$

Dónde:

V_h = cilindrada unitaria m^3.

S = carrera del pistón m.

D = diámetro del cilindro m.

La cilindrada total de un motor es, pues, el producto de la cilindrada unitaria por el número de cilindros. La potencia de un motor aumenta en relación directa con

[7] MOTORES. J.M. Alonso Técnicas del Automóvil pág. 50-52.

la cilindrada, pues cuanto mayor sea esta, más cantidad de gases entra en el cilindro, obteniéndose explosiones más potentes. No obstante la cilindrada está limitada por las posibilidades de enfriamiento y será tanto más escasa, en general, cuanto más rápido gire el motor. De otra parte, la cilindrada determina la importancia de los esfuerzos a que estarán sometidos el pistón y demás órganos móviles.

Para reducir la importancia relativa de los rozamientos entre el pistón y el cilindro se fija la relación carrera/diámetro entre unos límites bastante estrechos, próximos a la unidad $S/D \cong 1$.

2 Relación de Compresión

Se llama relación de compresión, a la relación existente entre el volumen del cilindro cuando el pistón se encuentra en el PMI y el de la carrera de compresión, que es el volumen ocupado por los gases cuando el pistón alcanza el PMS.

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \qquad \text{(Ec. 2-6)}$$

Dónde:

$\boldsymbol{\varepsilon}$ = relación de compresión

V_h = cilindrada unitaria m^3.

V_c = volumen de la cámara de combustión m^3.

La relación de compresión de un motor da el nivel de compresión a que se somete el gas en el interior del cilindro. Cuanto mayor sea esta, más presión se obtiene al final de la compresión.

Dado que la línea de compresión es una adiabática, la temperatura alcanzada por el gas al final de la compresión es la correspondiente al calor absorbido, que puede ser calculada con la siguiente expresión:

$$t + 273 = (t_o + 273)\varepsilon^{\gamma - 1} \qquad \text{(Ec.2-7)}$$

Dónde:

t= Temperatura final en grados centígrados (temperatura teórica).

to= Temperatura inicial $°C$.

ε= Relación de compresión.

γ =Exponente adiabático del gas cuyo rango está:

MECH 1.3-1.37

MAE 1.32-1.4

3 La velocidad de rotación del motor

En mecánica, una revolución o giro es una vuelta completa del eje del cigüeñal. La velocidad de rotación del motor viene determinada por el número de revoluciones por minuto (r.p.m.).

La potencia de un motor es el trabajo que realiza por unidad de tiempo, siendo dicho trabajo consecuencia de la cantidad de ciclos del motor. Para una misma cilindrada, quemara mayor cantidad de combustible y tendrá mayor potencia el motor que gire más deprisa, es decir, el que haga más ciclos. Así pues:

- Para una misma cilindrada, a mayor velocidad de giro mayor potencia.
- Para una misma velocidad de giro, a mayor cilindrada mayor potencia.

Por tanto, para conseguir, motores más potentes hay dos recursos: Aumentar la cilindrada o aumentar la velocidad de rotación del motor.

La cantidad de r.p.m., de un motor está limitada por la velocidad máxima que puede alcanzar el émbolo y por los tiempos disponibles para realizar la admisión y la combustión principalmente.

4 La velocidad del émbolo

El movimiento del émbolo no es uniforme. Cando el émbolo llega al PMS se detiene para cambiar el sentido de su movimiento, por lo que en este punto su

velocidad es nula, a medida que baja va aumentando la velocidad, y poco antes de llegar al centro de su carrera alcanza la velocidad máxima, que va disminuyendo para volver a ser nula en el PMI. La velocidad media del émbolo, para una determinada cantidad de r.p.m. del motor, se halla mediante la fórmula:

$$V_m = \frac{w*S}{30} \qquad \text{(Ec.2-8)}$$

Dónde:

V_m = velocidad media del émbolo (m/s).

w = velocidad de rotación del motor (r.p.m.).

S = carrera (m).

5 La relación carrera/diámetro

Una de las causas que más influyen en el máximo número de r.p.m. a alcanzar en un motor, es la relación existente entre la longitud de la carrera y el diámetro de los émbolos.

Una misma cilindrada unitaria se puede conseguir con un mayor diámetro del cilindro y una carrera más corta (menor brazo del cigüeñal), o al revés, con una carrera más larga y un diámetro menor.

2.14 ÍNDICES DE FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

2.14.1 Parámetros Indicados

Nos proporcionan información de variables cuya magnitud es esencialmente variable con el tiempo, es decir en que hemos aprovechado todo el calor y en que lo podemos mejorar el desempeño de las partes a donde se fue el calor.

Presión Indicada

Puede definirse como la presión teórica constante que supuestamente se ejerce durante cada carrera de potencia del motor, para producir una potencia igual a la indicada.

Es una presión manométrica de acción constante con la cual el trabajo realizado por los gases durante la expansión es igual al trabajo total del ciclo.
Presión indicada no redondeada

$$Pi_{nr} = Pa\frac{\varepsilon^{km1}}{\varepsilon-1}\left[\frac{\lambda}{km2-1}\left(1-\frac{1}{\varepsilon^{km2-1}}\right)-\frac{1}{km1-1}\left(1-\frac{1}{\varepsilon^{km1-1}}\right)\right] \qquad \text{(Ec.2-9)}$$

Presión indicada:

$$Pi = \varphi Pi_{nr} \qquad \text{(Ec.2-10)}$$

Dónde:
$P_a =$ presión al final de la admisión Pa.
Pi = presión indicada Pa.
$Pi_{nr} =$ presión indicada no redondeada Pa.
$\varphi =$ coeficiente de totalidad $(0.92 - 0.97)$.
$\lambda =$ grado de elevación de la presión.
$k_{m1} =$ coeficiente politrópico de compresión.
MECH $1.3 - 1.137$
MAE $1.32 - 1.4$ cercano a 1.4
$k_{m2} =$ coeficiente politrópico de expansión.
MECH $1.23 - 1.3$
MAE $1.18 - 1.28$
$\varepsilon =$ relación de compresión.

Presión indicada no redondeada para los motores de autoencendido:

$$P_{inr} = Pa\frac{\varepsilon^{Km1}}{\varepsilon - 1}\left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda * \rho}{\mathrm{km2} - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{Km2-1}}\right) - \frac{1}{Km1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{Km1-1}}\right)\right]$$

Potencia Indicada (N_i)

Se llama potencia indicada a la que realmente se desarrolla en el cilindro por el proceso de la combustión.

$$N_i = \frac{P_i * V_h * w * i}{30 * \sigma} \qquad \text{(Ec.2-11)}$$

Dónde:

N_i = potencia indicada W.

Pi = presión indicada Pa.

V_h = cilindrada unitaria m^3.

w = número de revoluciones r.p.m.

σ= número de tiempos (número de ciclos).

i = número de cilindros.

Rendimiento Indicado (n_i)

Es la relación entre el área del ciclo indicado y la del ciclo ideal, tiene en cuenta la diferencia entre el ciclo ideal y el práctico y depende en gran parte, de la calidad termodinámica de la cámara de combustión (forma y disposición de las válvulas, de la bujía o del inyector).

$$n_i = \frac{3.6 * 10^3}{Hu * gi} \qquad \text{(Ec.2-12)}$$

Dónde:

n_i = rendimiento indicado.

Hu = poder calorífico MJ/Kg.

gi = Gasto indicado cantidad en masa de combustible por unidad de energía entregada por el combustible gr/Kw-h.

$$gi = \frac{Gc}{N_i} * 10^3 \left[\frac{g}{Kw-h}\right] \quad \text{(Ec.2-13)}$$

Dónde:

gi = gasto indicado gr/Kw-h.

Gc = gasto horario másico de combustible (Kg/h) obtenido de una experimentación.

N_i = potencia indicada W.

2.14.2 Parámetros Efectivos

Son los que nos permite obtener la información directa de las prestaciones del motor estos parámetros consideran las pérdidas mecánicas inherente al motor.

Potencia Efectiva (N_e)

De mayor interés práctico son el par disponible en el eje motor y la potencia que genera este par. Esta es la potencia efectiva, llamada también potencia al freno, porque se mide con un dispositivo frenante que, aplicado al eje motor, se opone al par motor y permite medir su valor.

Par Motor

El par motor es el esfuerzo de giro sobre un eje originado por una fuerza exterior a él. Su valor, es el producto de la fuerza por la longitud de la perpendicular (brazo) trazado desde el centro del eje a la dirección de la fuerza.

$$T = F * d \quad \text{(Ec.2-14)}$$

Dónde:

T = torque N-m.

F = fuerza N.

d = distancia m.

$$N_e = T * w \qquad \text{(Ec.2-15)}$$

Dónde:

N_e = potencia efectiva W.

T = par motor N-m.

w = Velocidad angular rad/s.

Presión Efectiva[8]

Resulta muy útil para comparar los motores y establecer sus limitaciones de utilización.

$$P_e = \frac{4*\pi*T}{V_T} \qquad \text{(Ec.2-16)}$$

Dónde:

P_e = presión efectiva Pa.

T = torque N-m.

V_T = cilindrada total m^3.

Tabla 1 Relaciones de Compresión y Presiones Medias

Valores normales de las relaciones de compresión y presiones medias efectivas de diversos combustibles				
COMBUSTIBLE			Relación de Compresión	Pe máx
Carburante para automóviles		normal	6.5/8	7.5/8.5
		super	8.5/10.5	8.5/11
Carburante especial aviación		motor normal	6/10.5	8.0/10
		motor sobrealimentado	6/7.5	10.0/18
Gas			8.0/10	6.5/8.5
Gasoil	Motor Cuatro Tiempos	Inyección directa	14/19	6.0/10
		Inyección direnta sobrealimentada	14/19	9.0/12
		Cámara de turbulencia	15/22	6.0/10
		Cámara de turbulencia sobrealimentada	15/22	9.0/12
		Precámara	15/22	6.0/12
	Motor Dos Tiempos	Inyección directa	16/22	6.5/8.5
		Precámara	20/22	5.5/7

(Fuente: Motores Endotérmicos Dante Giacosa Tercera Edición Pág. 126)

[8] MOTORES ENDOTÉRMICOS. Dante Giacosa

Potencia Mecánica (N_m)

La potencia absorbida es la diferencia entre la potencia indicada y la efectiva

$$N_m = N_i - N_e \qquad \text{(Ec.2-17)}$$

Dónde:

N_m = potencia mecánica W.

N_i = potencia indicada W.

N_e = potencia efectiva W.

Esta potencia es utilizada para vencer los rozamientos entre las partes mecánicas en movimiento, para efectuar el trabajo de bombeo del fluido y para accionar los varios grupos accesorios, como la bomba de agua, aceite, etc.

Rendimiento Mecánico (n_m)

Es la relación entre el trabajo útil medido sobre el eje motor y el trabajo indicado. Tiene en cuenta el trabajo absorbido por los rozamientos de los órganos (pistón, aros, perno) y de los órganos auxiliares propios del motor, así como el trabajo absorbido por el bombeo (aspiración y escape).

$$n_m = \frac{N_e}{N_i} \qquad \text{(Ec.2-18)}$$

Dónde:

n_m = rendimiento mecánico %.

N_e = potencia efectiva W.

N_i = potencia indicada W.

Rendimiento Efectivo (n_e)

Es la relación entre el trabajo útil en el eje motor y el equivalente a la energía calorífica del combustible consumido; por tanto, es igual al producto del rendimiento indicado por el mecánico.

$$n_e = n_i * n_m \quad \text{(Ec.2-19)}$$

Dónde:

n_e = rendimiento efectivo %.

n_i = rendimiento indicado %.

n_m = rendimiento mecánico %.

Consumo Efectivo de Combustible (ge)

Es el que se obtiene mediante el gasto indicado de combustible con relación al rendimiento mecánico.

$$ge = \frac{gi}{n_i};\ \ ge = \frac{Gc}{N_e} * 10^3 \quad \text{(Ec.2-20)}$$

Dónde:

ge = consumo efectivo de combustible g/Kw-h.

Gc = gasto horario másico de combustible Kg/h.

N_e = potencia efectiva w.

Rendimiento Volumétrico(n_v)

La cantidad de combustible quemado en cada explosión no depende solo de la cilindrada, sino también del grado de llenado del cilindro al final de la admisión.

Se llama rendimiento volumétrico a la relación existente entre el peso de la mezcla aspirada en la admisión y el peso de un volumen de mezcla igual al volumen del cilindro.

El volumen de la cilindrada se toma a presión normal (1 atmósfera) y temperatura ambiente (entre 15-20ºC).

$$n_v = \frac{Cantidad\ real\ M_1\ al\ inicio\ de\ la\ compresión}{Cantidad\ M_1\ a\ Presión\ y\ Temperatura\ normal}$$

$$n_v = \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}\right)\left(\frac{Pa}{Po}\right)\left(\frac{To}{Ta(1+\gamma_r)}\right) \qquad \text{(Ec.2-21)}$$

Dónde:

n_v = rendimiento volumétrico %.

ε = relación de compresión.

Pa = presión al final de la admisión de la mezcla Pa.

Po = presión atmosférica Pa.

Ta = temperatura de admisión de la mezcla $°C$.

To = temperatura ambiente $°C$.

γ_r = coeficiente de gases residuales

$$\gamma_r = \left(\frac{To + \Delta T}{T_r}\right)\frac{P_r}{\varepsilon Pa - P_r} \qquad \text{(Ec.2-22)}$$

Dónde:

γ_r = coeficiente de gases residuales.

MECH (0.06-0.1) y para los MAE (0.03-0.06).

To = temperatura ambiente $°C$.

Tr = temperatura de los gases residuales.

MECH (900-1000) ºK

MAE (700-900) ºK

Pr = presión de los gases residuales Pa.

(1.1-1.25) bares

Pa = Presión al final de la admisión de la mezcla Pa.

ΔT = grado de calentamiento de la carga °C.

Este rendimiento es variable y su máximo oscila entre el 80 y 90%.

2.15 PRUEBAS REALES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA[9]

Dentro de lo que se refiere al funcionamiento de un motor de combustión interna existen dos pruebas de comprobación que son las más importantes:

1.- Pruebas experimentales.- Son las que se realiza en un motor equipado para obtener la información que nos permita realizar la toma de los datos que tienen relación con las características del motor, donde las principales pruebas que se realizan en un motor son para obtener valores del par motor, presión media efectiva, potencia desarrollada, potencia absorbida, consumo de combustible, etc.
Cuando a un motor prototipo se lo realiza una prueba para cumplir determinado margen de seguridad, el servicio al que ha sido destinado se lo denomina comprobado.

2.- Pruebas de aceptación.- Consiste en general en la determinación de la potencia y en controles de funcionamiento, o bien pruebas de más o menos duración y severidad hechas con el objetivo de garantizar al usuario el servicio requerido.

2.15.1 REGULACIÓN DEL PAR Y RÉGIMEN DE GIRO[10]

El par efectivo es una de las magnitudes fundamentales, puesto de que ella se derivan las curvas características del motor ensayado. Lo mismo se puede decir del régimen de giro del motor, debido a su relación directa con el par.
Existen dos formas generales de medir el par efectivo de un motor:

[9] MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA. Análisis y Aplicaciones. Edward. F. Obert págs.715-716
[10] PRÁCTICAS DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA. Alfaomega I Edición Pags.78-79

- **Método Directo**

En este sistema el motor se acopla a un elemento capaz de absorber y disipar la energía entregada por el motor, pudiéndose medir el par al frenado que será equivalente al par efectivo del motor, una vez que el conjunto tenga un funcionamiento estable. El elemento que ofrece el par resistente al motor normalmente se lo denomina freno dinamométrico y consta esencialmente de un rotor acoplado directamente al volante de inercia del motor y un estator balanceado respecto al rotor, que por medio de una barra (brazo) ésta conectado a una célula de carga en donde se mide la fuerza debida al par de vuelco del estator.
Los principales tipos de frenos son:
Mecánicos
Hidráulicos
Eléctricos.

- **Método Indirecto**

En este caso la unidad de medida no absorbe ni disipa la potencia generada por el motor. Presentan la ventaja de no necesitar instalaciones complejas para efectuar la medida, pudiendo hacerse esta sobre el motor en funcionamiento habitual. Uno de los principales inconvenientes que tiene la utilización de este método es que son menos precisos que el método directo pero más sencillo de llevar a cabo. La medida suele hacerse instrumentando el eje de transmisión entre el motor y el elemento resistente (alternador, ruedas, etc.) bien con métodos extensométricos o bien con métodos torsométricos. Dentro de este grupo pueden considerarse también los métodos basados en la aceleración libre del motor. Salvo en casos excepcionales, como ensayos in situ o ensayos de motores muy grandes, los métodos indirectos no suelen realizarse.

En lo que se refiere a los métodos nos vamos a centrar al estudio del método directo, realizando una descripción de cada uno de los diferentes tipos de dispositivos que se emplea.

1 Freno de Prony

Es del tipo mecánico que nos permite realizar la medición de la potencia efectiva o trabajo real, de un motor (generalmente) o turbina. Para determinar una potencia efectiva, hay que "gastarla" (un motor trabajando sin carga no genera potencia efectiva).

El freno consta de un brazo, sobre el que van montados una rueda, que tiene adosada una banda de alto rozamiento. Esta rueda es la que se conecta al eje del motor del cual se quiere medir su potencia. El ajuste de la banda es variable. Esto es, se puede controlar el torque de carga aplicado al motor.

En la actualidad ya no se lo utiliza, solo se lo considera como una referencia para los demás tipos de dinamómetros.

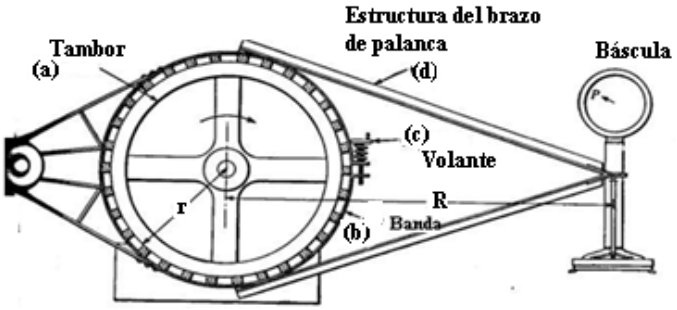


Figura 2-18 Freno de Prony
(Fuente MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA Edward F Obert Pág. 47)

2 Freno de Agua

Están formados por un rotor con palas de modo que cuando giran producen un movimiento helicoidal intenso debido a la fuerza centrífuga inducida.

El efecto inmediato de este movimiento es el de transferir cantidad de movimiento desde el rotor al estator y por lo tanto desarrollar un par resistente al giro del rotor que está equilibrado por un par de reacción al estator, como

consecuencia de este movimiento, se genera un vórtice de forma helicoidal produciendo elevados niveles de turbulencia en el agua y la disipación de la energía en forma de calor cedido al agua. La regulación de estos frenos se puede llevar a cabo de dos maneras distintas:

1.- La primera consiste en variar el nivel el agua en el interior de la carcasa y, por lo tanto, la cantidad de agua batida por el rotor

2.- La segunda forma consiste en mantener constante el nivel de agua en el interior del freno, modificándose la sección de interacción entre el rotor y el estator mediante la utilización de válvulas.

Entre las ventajas más importantes de este tipo de freno pueden destacarse su construcción sencilla, facilidad de mantenimiento, y precio reducido en comparación con otros tipos, sin embargo, presenta graves dificultades de automatización y su regulación es poco fina.

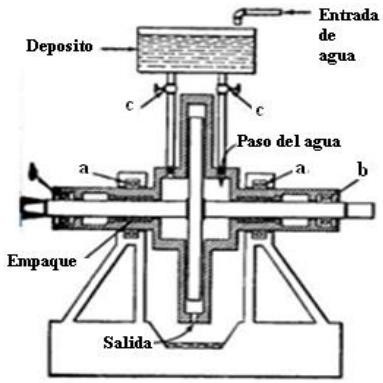


Figura2-19 Freno de agua tipo viscoso

(Fuente MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA Edward F Obert Pág. 51)

Un freno de este tipo es esencialmente estable y sostendrá cargas parciales con poca variación o ligeras posibilidades de descarga.

3 El Ventilador como Freno

Las hélices o ventiladores se emplean ocasionalmente en pruebas de mucha duración donde la precisión no es primordial y también para los periodos de asentamiento de los motores nuevos. La principal objeción del ventilador como freno es la dificultad o inconveniencia para ajustar la carga Para eso es necesario cambiar el radio, el tamaño o el ángulo de las aspas. Estas operaciones requieren regularmente que se pare el motor a menos que se empleen hélices de paso variable. Los cambios en la densidad del aire atmosférico durante las pruebas también pueden ocasionar alteraciones en la carga. Los ventiladores usados como freno, tienen una cubierta en torno del ventilador pudiéndose modificar el gasto variando la restricción a la entrada o a la salida del flujo de aire.

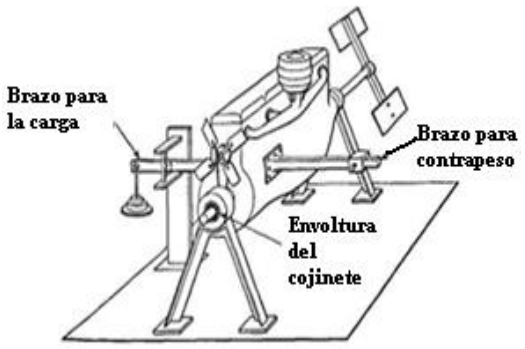


Figura 2-20 Motor montado en soportes con ventilador usado como freno
(Fuente MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA Edward F Obert Pág. 53)

La potencia de un motor que acciona un ventilador usado como freno, puede determinarse calibrando por separado al ventilador.

4 Dinamómetro Eléctrico

Los frenos eléctricos son los medidores de potencia más prácticos en todos aquellos casos en que es posible su aplicación. En el campo automovilístico se usan en gran escala, también, por su sensibilidad y, por tanto, precisión, para la medida de potencia y del par con cargas bajas.

Los frenos eléctricos son de dos tipos: de corrientes parásitas y electrodinámicos (dinamo-freno).

Dinamómetro de Corrientes Parásitas

La versión más simple consiste en un disco que al ser accionado por el motor sujeto a prueba, gira en un campo magnético. La intensidad del campo se controla variando la corriente que pasa por una serie de bobinas colocadas en ambos lados del disco. Este actúa como un conductor cortando al campo magnético. En el disco se inducen corrientes y por no haber un circuito externo, lo calientan. Para la absorción de una gran potencia, se hace excesivo el calentamiento del disco dificultando el control.

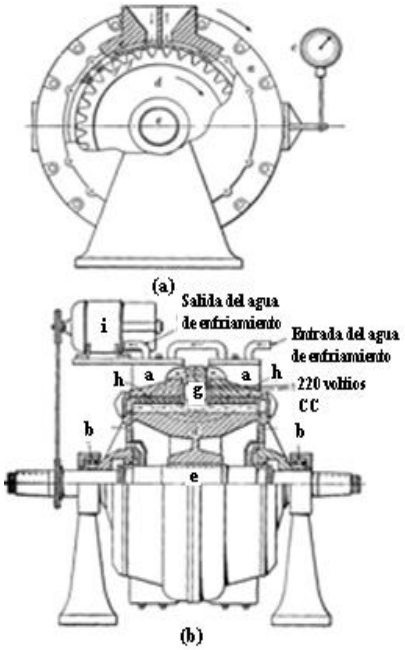


Figura 2-21 Vistas de cortes de un freno de corrientes parásitas Dinamatic (Fuente MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA Edward F Obert Pág. 55)

Freno Electrodinámico

El freno electrodinámico o dinamo-freno es el medidor de potencia más práctico en todos los casos en que es posible su aplicación, particularmente desde el punto de vista económico.

Está constituido por una dinamo que funciona como freno durante la generación de la corriente. La determinación de la potencia del motor térmico puede hacerse midiendo con un voltímetro y un amperímetro la potencia eléctrica suministrada por la dinamo de la cual se conoce el rendimiento a los varios regímenes, pero en el caso más común se hace midiendo el momento con el sistema de la dinamo de cuna (fig. 2.22).

El estator, constituido por el inductor en anillo de la dinamo, está soportado por dos grandes cojinetes de bolas fijos a la bancada. El eje del inducido está unido al eje motor por medio de un acoplamiento generalmente flexible. El estator lleva un brazo equilibrado por un peso diametralmente opuesto. A la extremidad del brazo se aplica el peso o la fuerza que sirve para crear el momento necesario para mantener fijo el estator, momento igual y contrario al par motor del motor de combustión interna.

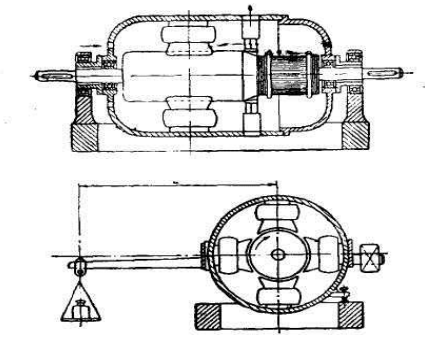


Figura 2-22 Freno eléctrico

(Fuente: MOTORES ENDOTÉRMICOS Dante Giacosa Pág. 725)

5 Ajuste de la mezcla en el Carburador

En el caso de los motores pequeños suele ser necesario ajustar la válvula de aguja del carburador para tener una mezcla de aire y combustible que asegure el mejor funcionamiento del motor. El ajuste realizado de fábrica asegura un arranque y una marcha satisfactoria, pero no implica necesariamente que el motor desarrolle su potencia máxima u opere con la mayor economía.

La válvula de aguja del carburador puede ajustarse según una variedad de requisitos de operación del motor.

6 Medida del gasto de Combustible

La medida del gasto de combustible es de interés tanto para conocer el consumo de combustible como para poder determinar el dosado y el consumo específico del motor. Esta medida consiste en determinar el tiempo empleado por el motor, funcionando de manera estable, en consumir una determinada cantidad de combustible.

Para realizar esta prueba el tiempo debe ser lo suficientemente largo, con lo cual se evita grandes errores de medida, y por otro lado lo bastante corto para garantizar la estabilidad de funcionamiento del motor durante la medida, en motores de combustión interna el tiempo de medida oscila entre 30 y 60 segundos. Para realizar la medida de esta prueba se utiliza los siguientes métodos:

1 Método Gravimétrico

Se determina el tiempo empleado por el motor en consumir una determinada cantidad de combustible almacenado en el depósito de una balanza de precisión

.

Esta es la manera más simple de para determinar el gasto de combustible, presenta el inconveniente de que es un sistema notablemente costoso.

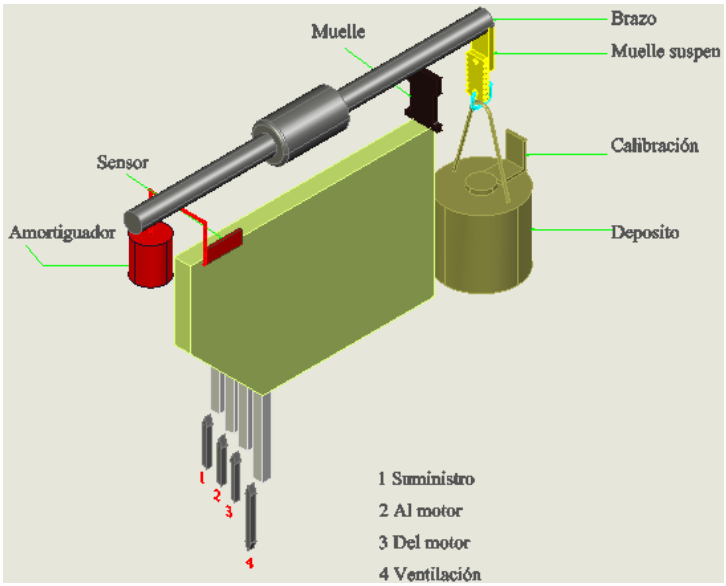


Figura 2-23 Medidor gravimétrico de combustible

(Fuente: Prácticas de Motores de Combustión I Edición 2005 Pág.90)

2 Método Volumétrico

Se determina el tiempo empleado por el motor en consumir un volumen determinado de combustible existente en una probeta aforada, instalada mediante una línea en paralelo a la alimentación de combustible y conectada con éste y el motor mediante una válvula de tres vías. La instalación es muy simple y por lo tanto más barata que el gravimétrico, pero presenta el inconveniente que es un método sensible a las variaciones de temperatura del combustible.

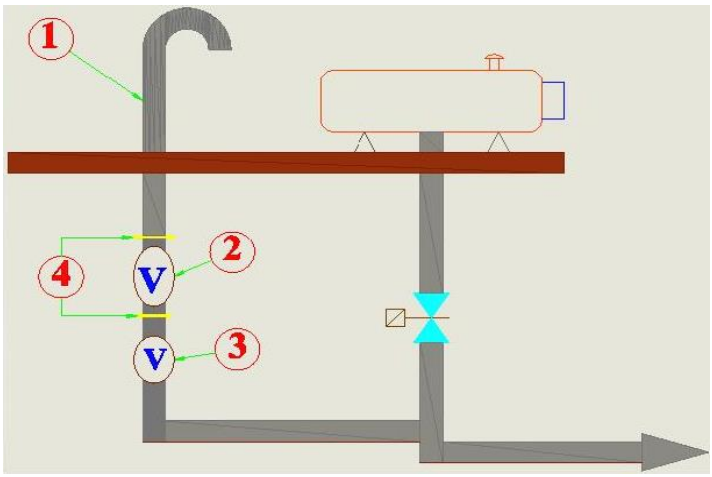


Figura 2-24 Medidor volumétrico de combustible

(Fuente: Prácticas de Motores de Combustión I Edición 2005 Pág. 91)

Se debe prestar especial atención a los siguientes aspectos:

- El tubo (1) ha de tener como mínimo la misma altura que el depósito de combustible. La parte superior debe estar curvada para evitar la contaminación del combustible.
- La probeta (2) debe estar situada de manera que la marca del inicio de medida esté por debajo del nivel mínimo del depósito.
- La probeta (3) se incluye para garantizar el suministro de combustible al motor, por un tiempo razonable, después de la medida.
- Las marcas del inicio y fin dela medida (4) deben estar situadas a la altura del plano de visión del operario para garantizar una medida sin dificultad.

A pesar de su aparente sencillez, la medida del gasto de combustible es una tarea muy delicada que exige una calibración perfecta de las probetas o balanza, ausencia de fugas en las líneas de combustible después de los elementos de medida o burbujas de aire en la instalación.

7 Medida del Gasto de aire

La medida de gasto de aire es una medida de gran importancia pero a la vez una labor de considerable dificultad, ya que el motor de combustión interna es una máquina en la que el fluido de trabajo es principalmente aire; la función del combustible es únicamente la de elevar la temperatura del fluido de trabajo mediante aporte energético en forma de calor.

El método más simple de medir el gasto de aire es hacerlo pasar por alguna singularidad (elemento de medida) que produzca una diferencia de presión en el fluido, de modo que pueda ser registrada con algún transductor de presión. Por supuesto, esta singularidad debe producir una diferencia de presión que debe estar acotada para garantizar, por un lado, unas pérdidas de carga mínima en el sistema de admisión que no altere el funcionamiento del motor, y por otro, condiciones de flujo incompresible que permita utilizar la ecuación de Bernouilli sin errores apreciables.

En motores de aspiración natural, el elemento de medida se instala a la entrada de un depósito de remanso acoplada a la admisión del motor (Fig. 2-25), y con la suficiente capacidad para amortiguar las oscilaciones de presión producidas por el proceso de renovación de la carga del motor. En motores sobrealimentados, debido a la presencia del compresor, dichas oscilaciones suelen estar más atenuadas, por lo que no es imprescindible el uso del depósito, siendo la tobera calibrada el elemento de medida que da los mejores resultados es este caso.

El volumen mínimo del depósito de remanso está en función del tamaño del motor y otras características, como por ejemplo el número de cilindros. En general cuanto más grande es el motor menor es su velocidad de operación y cuanto menor es el número de cilindros es el volumen del depósito de remanso requerido.

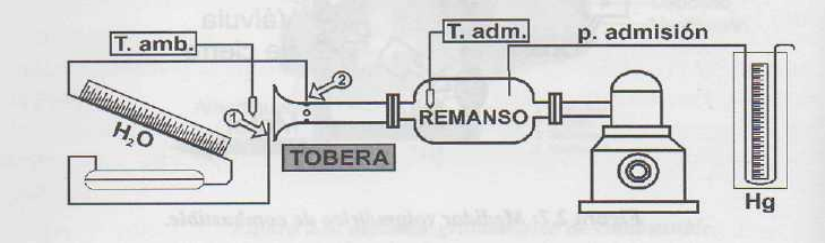


Figura 2-25 Medida de aire

(Fuente: Prácticas de Motores de Combustión I Edición 2005 Pág. 92)

Es fundamental que la geometría de la conexión entre el depósito de remanso y el colector de admisión sea en lo posible parecida a la del sistema de admisión real del motor, dado que las ondas de presión pueden tener una gran influencia sobre las prestaciones del motor en términos del rendimiento volumétrico y las pérdidas de bombeo.\

2.4 HIPÓTESIS

Con el estudio de un motor de combustión interna se podrá determinar sus parámetros de funcionamiento y su factibilidad de aplicación en los Laboratorios de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

2.5 SEÑALAMIENTO DE LAS VARIABLES

2.5.1.- Variable Independiente: Estudio de un motor de combustión interna

2.5.2.- Variable Dependiente: Parámetros de Funcionamiento.

2.5.3.- Término de Relación: Se podrá.

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1 ENFOQUE

En el presente estudio a desarrollarse de un motor de combustión interna para determinar sus parámetros de funcionamiento se utilizarán las variables cualitativas y cuantitativas del tipo continuas, entendiéndose como continuas a las variables que admiten fraccionamiento o cifras decimales porque las variables que manejamos son numéricas.

3.2 MODALIDAD BÁSICA DE INVESTIGACIÓN

La presente investigación tiene un diseño basado en las siguientes modalidades de investigación.

Bibliográfica

Ya que tiene el propósito de conocer o deducir diferentes enfoques, teorías, conceptualizaciones y criterios de diversos autores, sobre un determinado tema basándose en documentos, libros, revistas, etc.

Experimental

Por cuanto nos permite realizar una buena relación causa efecto en un estudio, aísla y elimina todos los factores, que pueden ser responsables de un resultado particular, y prueba solamente aquellos factores que se quieran medir específicamente.

3.3 NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN

El nivel de la investigación es del tipo descriptivo porque se describirá los temas necesarios del estudio de un motor de combustión interna para determinar sus parámetros de funcionamiento, y explicativo porque se explicará los diferentes resultados o conclusiones de los parámetros.

3.4 POBLACIÓN Y MUESTRA

3.4.1 Población

Para tener una visualización clara de la realización del proyecto, se tomará en cuenta el funcionamiento del freno hidráulico considerando el nivel de carga que le estamos aplicando para ver cómo incide en el comportamiento del motor así como del tiempo que se tarda en realizar las pruebas que se obtendrán del motor eléctrico, para luego aplicarlo en el motor de combustión interna de 6.5 HP de potencia de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

3.4.2 Muestra

Dentro de la muestra están considerados los parámetros de funcionamiento como son la velocidad, potencia y torque que se obtendrán en un tiempo estimado de 5 ha 8 minutos con un máximo de 10 muestras mediante la utilización de una hoja de toma de datos.

3.5 OPERALIZACIÓN DE VARIABLES

Hipótesis: Con el estudio de un motor de combustión interna se podrá determinar sus parámetros de funcionamiento

3.5.1.- Variable Independiente: Motor de Combustión Interna.

CONCEPTUALIZACIÓN	DIMENSIONES	INDICADORES	ITEMS	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS
Los motores convencionales son térmicos, es decir, transforma la energía calorífica en energía mecánica. El fundamento de su funcionamiento es: cuando se quema combustible (combustión) produce una gran cantidad de calor energía calorífica y una transformación de gases, un aumento de volumen implica un aumento de presión, ya que la combustión se lo realiza en una cámara cerrada. La fuerza originada por esta presión es la que se emplea, para mover la máquina Mediante el émbolo, biela, cigüeñal.	Motores Térmicos	Sistema de Frenado	Regulación de la carga	Válvula de paso

3.5.2.- Variable Dependiente: Parámetros de funcionamiento-

CONCEPTUALIZACIÓN	DIMENSIONES	INDICADORES	ÍTEMS	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS
Los parámetros de funcionamiento de un motor de combustión interna son los valores reales que se pueden determinar en el mismo, es decir cuáles son los límites de funcionamiento del motor. Para la obtención de los parámetros de funcionamiento Es primordial conocer el número de revoluciones que da el motor y el torque que tiene con forme se le aplica el freno .	Trabajo real	Potencia	Potencia neta efectiva	Libros
		Torque	Número de revoluciones	Tacómetro

3.6 PLAN DE RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN

La presente investigación se realizó en dos partes: la primera fue con la aplicación de un pequeño modelo que se asemeje lo más posible al real de un sistema de frenado hidráulico que nos permita observar el comportamiento que tiene el motor a medida que le aplicamos carga simulando diferentes etapas de trabajo, observando los parámetros de funcionamiento como son la velocidad, potencia y torque que son los que vamos a determinar, motivo por el cual se aplicó en un motor eléctrico de ¼ HP de potencia como estudio.

Y la segunda parte fue la aplicación del sistema de frenado hidráulico, considerando los resultados arrojados del motor eléctrico para el motor de combustión interna de 6.5 HP de potencia de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica que es el motor que vamos a poner a prueba para determinar sus parámetros de funcionamiento mediante la aplicación de un banco de pruebas para que sea utilizado por los estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica.

3.5.1 PLAN DE PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN

- Análisis minucioso de la información recogida.
- Selección de la información más importante y puntual.
- Revisión crítica de la información seleccionada.
- Tabulación de la información según las variables de la hipótesis.
- Estudiar e interpretar los resultados relacionándolos con los diferentes fragmentos de la investigación especialmente con los objetivos y la hipótesis.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.

4.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Dentro de la investigación, en el presente estudio para la obtención de los datos se consideró la aplicación del método directo; que es, el que nos permite realizar un análisis de forma directa en el motor, considerando las características de cada uno de los diferentes tipos de dinamómetros existentes tomando en cuenta sus ventajas y desventajas, que nos permita realizar una selección adecuada para la obtención de resultados satisfactorios durante las pruebas.

4.1.1 Tabla 2 Características de los frenos

TIPO DE FRENO	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Mecánico	• Fácil construcción • Mantenimiento de bajo costo • Precio reducido	• Pérdidas causadas por fricción al momento de frenar • Toma de datos no muy confiables • Dificultad para mantener constante el par resistente • Acoplamiento de elementos adicionales para la toma de datos con lo cual su precio se eleva

Hidráulicos	• Construcción sencilla. • Precio reducido. • Fácil mantenimiento. • Son idóneos para medir la potencia en la mayoría de los motores endotérmicos. • No tiene perdidas por calor • Baja inercia	• Difícil automatización. • Regulación poco fina.
Eléctricos	• Fácil automatización. • Acoplamiento con sistemas de control relativamente simples. • Alta precisión y sensibilidad • Se pueden utilizar como motor de arrastre o de arranque del motor de combustión interna.	• Complicada construcción. • Precio elevado. • Mantenimiento no muy sencillo. • Alta inercia • Necesitan de un generador

Fuente: Prácticas de Motores de Combustión Interna. Alfaomega I Edición Pág.78

4.2 SELECCIÓN DEL FRENO

Dentro de las características que tienen cada uno de los diferentes dinamómetros que existen para realizar las pruebas de potencia al freno de un motor de combustión interna, se consideró las ventajas y las desventajas que tiene cada uno de ellos; con lo cual se analizó la factibilidad para desarrollar cada uno de ellos, considerando la técnica empleada, fijación, recursos económicos que pueden afectar el desarrollo de la investigación.

En lo que se refiere al desarrollo de un sistema mecánico el cual tiene que acoplar muchos sensores que nos permita la obtención de datos confiables, por cuanto su costo se vuelve demasiado caro para la realización de la investigación; a más de eso en la actualidad ya no se lo utiliza solo se lo toma como referencia para el diseño de los diferentes tipos de dinamómetros que existen.

En cuanto lo que se refiere a la implementación de un sistema hidráulico es mucho mejor para la obtención de los datos que se realiza en las pruebas de

potencia al freno de un motor, ya que se puede obtener los datos sin muchos equipos auxiliares presentando una mejor factibilidad con referencia a la primera.

Dentro de la aplicación de un sistema eléctrico se debe considerar que para la construcción del mismo necesita contar con un presupuesto elevado, produce un alto momento de inercia el cual para ser controlado se necesita del acoplamiento de un generador y por otro tener los conocimientos necesarios en electricidad para realizar la implementación y mantenimiento del mismo.

A continuación se presenta los valores obtenidos durante el proceso de las pruebas experimentales realizadas en nuestro estudio, el cual se lo realizó con la ayuda de la implementación de un modelo de freno que utiliza los principios de funcionamiento del tipo hidráulico utilizando como freno el sistema de ingreso y salida del agua de una bomba eléctrica de ½ HP que es la más pequeña que se encuentra en el mercado realizando unas modificaciones para el ingreso y la salida del agua que en este caso es de una forma radial para someter a prueba un motor eléctrico cuya potencia es de ¼ HP obteniéndose los siguientes resultados.

4.2.1 Ensayos de la obtención del Número de Revoluciones

Para determinar el número de revoluciones (r.p.m.), que gira el motor se lo realizo con la ayuda de un tacómetro digital midiendo en primera instancia en vacío sin aplicar carga para ver cuál es su máximo valor. A continuación se fue introduciendo carga (agua), gradualmente mediante la regularización de la válvula de paso en el freno obteniendo los siguientes resultados mostrados a continuación.

Tabla 3 Caudal Vs Velocidad

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA INGENIERÍA MECÁNICA	
Caudal m^3/s	Velocidad (r.p.m.)
1,22E-04	1735
1,40E-04	1622
1,53E-04	1540
1,66E-04	1250
1,84E-04	1100
1,99E-04	980
2,1E-04	876
2,34E-04	800
2,56E-04	750

Fuente: Realizada por el autor de la investigación

4.2.2 Ensayos de la Obtención de la Potencia

Para determinar la potencia de operación del motor, se lo realizo con la utilización de un multímetro de pinzas, el cual nos permite leer el amperaje de forma directa, considerando que este varía conforme se va aplicando carga al freno con lo que se produce un aumento del amperaje; el motor trabaja con un voltaje de 110V obteniendo los siguientes resultados de la potencia.

La potencia se determina con la fórmula

$$P = V*I$$

Dónde:

P = potencia disponible (w).

V = voltaje de operación (v).

I = intensidad que produce el motor (A).

Tabla 4 Potencia Vs Velocidad

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA INGENIERÍA MECÁNICA	
Intensidad (A)	Potencia (W)
0,6	66
0,9	99
1	110
1,1	121
1,2	132
1,1	121
1	110
1	110
1	110

Fuente: Realizada por el autor de la investigación

4.2.3 Ensayos de la Obtención del Torque Máximo

Conocido la velocidad de operación del motor en cada instante en el que aplica la carga al freno, y la potencia del mismo, se puede determinar el torque máximo que puede soportar el motor sometido a prueba obteniendo los siguientes resultados.

$$T = \frac{P}{n}$$

Dónde:

T = torque producido por el motor N-m.

P = potencia disponible (W)

n = Número de revoluciones (rad/s)

Tabla 5 Potencia Vs Torque

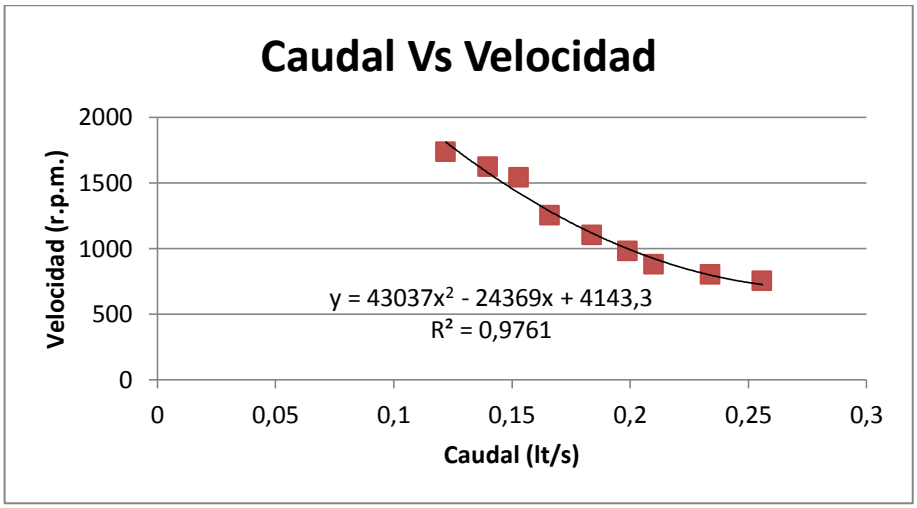
UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA INGENIERÍA MECÁNICA	
Potencia (W)	Torque (N-m)
66	0,36
99	0,58
110	0,68
121	0,92
132	1,15
121	1,18
110	1,20
110	1,31
110	1,41

Fuente: Realizada por el autor de la investigación

4.3 INTERPRETACIÓN DE DATOS

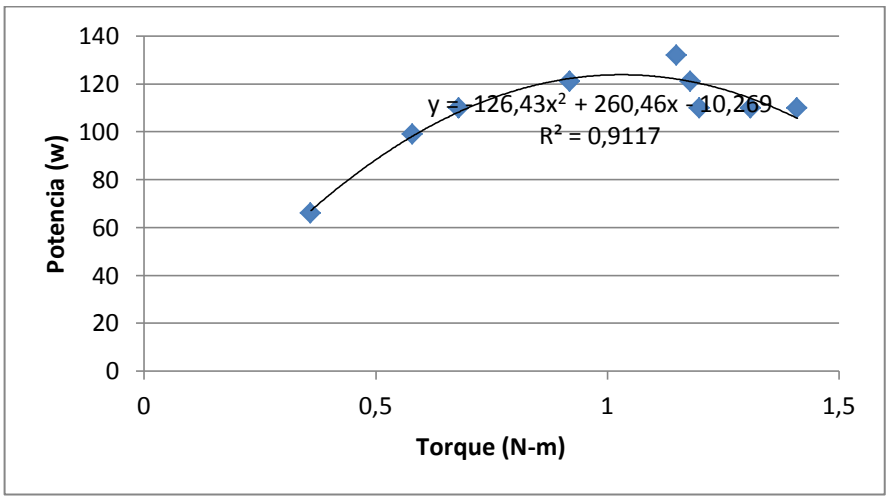
En base a los valores establecidos en el numeral anterior, se procederá a realizar las gráficas de doble variable para poder tener una mejor visualización e interpretación de los resultados alcanzados.

Gráfica 4.1 Variación de la Velocidad



A medida que se le aumenta el caudal (x) al freno el número de revoluciones va disminuyendo (y) como se puede observar en la gráfica, se tiene una tendencia polinómica decreciente en donde los valores 43037 y 24369 es el factor multiplicador del caudal mientras el valor 4143 es el desplazamiento de la velocidad; estás variables mantienen un coeficiente de determinación de 97,6%.

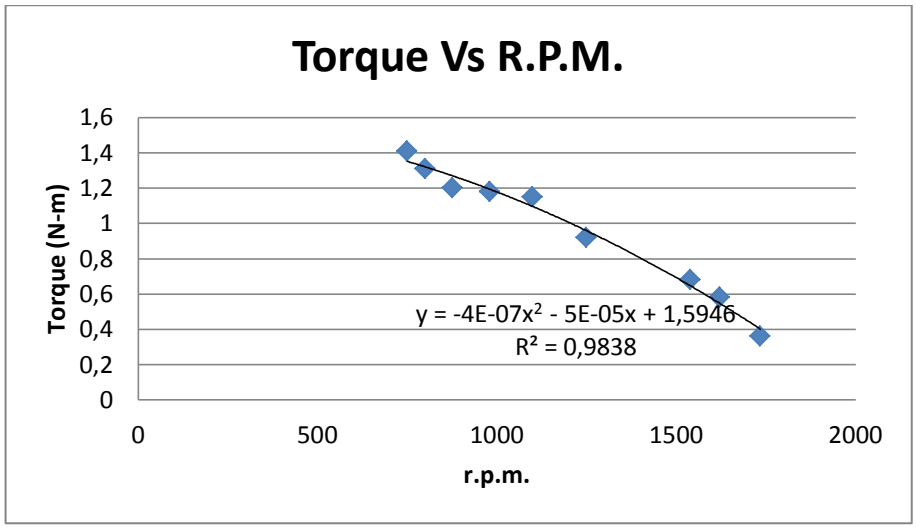
Gráfica 4.2 Variación de la Potencia



A medida que aumenta el torque (x), la Potencia (y) es creciente por un intervalo hasta alcanzar la máxima potencia y luego comienza a decaer y se estabiliza,

como se observa en la gráfica se tiene una tendencia polinómica los valores 126,4 y 260,4 son los factores multiplicador del torque, mientras el valor 10,26 es el desplazamiento de la potencia, estás variables mantienen un coeficiente de determinación de 91,1%.

Gráfica 4.3 Variación del torque



A medida que se disminuye la velocidad (x), el torque sigue aumentando (y), de gráfica tiene una correlación polinómica donde los valores 4 y 5 son los factores multiplicadores de la velocidad mientras el valor 1,594 es el desplazamiento del torque, estás variables mantienen un coeficiente de determinación de 98,3% considerando que el motor tiene un torque máximo que se encuentra en la velocidad de 750 r.p.m.

4.2 VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS

Hipótesis

¿Con el estudio de un motor de combustión interna se podrá determinar sus parámetros de funcionamiento?

Comprobación

Luego de haber realizado un estudio y selección del sistema de frenado, considerando el método que es el idóneo para realizar la obtención de la velocidad, potencia y torque de operación del motor sometido a prueba, que en nuestro caso son los parámetros que deseamos conocer cómo se comportan se aplicó el método de evaluación hidráulico el cual nos brinda grandes ventajas con la obtención de resultados satisfactorios que nos permite realizar las pruebas de funcionamiento del motor sometido a prueba que en este caso es eléctrico de una forma directa es decir mediante la aplicación de la práctica se pudo determinar las condiciones que se encuentra trabajando, mediante la variación de la carga (agua).

De las pruebas realizadas al motor, variando el nivel de carga (agua), se determinó que la velocidad (r.p.m.), potencia y torque de operación son diferentes arrojando unos valores de potencia y torque máximos a los cuales trabaja el motor y su velocidad de operación.

Se consideró la factibilidad económica de cada uno de los sistemas de pruebas tanto mecánico, hidráulico y eléctrico para su construcción siendo el hidráulico el más accesible, el cual nos permite realizar la recolección de la información mediante el uso de una hoja de datos a más de eso la disponibilidad de tiempo y facilidad para realizar las pruebas de funcionamiento del motor las cuales se encuentran entre los 5 y 8 minutos.

Por medio de un sistema experimental aplicado en el laboratorio de motores de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica se podrá obtener, observar el funcionamiento, desempeño y condiciones de trabajo que se puede aplicar al motor de combustión interna de 6.5 HP de potencia puesto a prueba.

Luego de haber realizado las pruebas de velocidad, potencia y torque del motor eléctrico, con la aplicación del sistema hidráulico, se puede determinar que con la aplicación de este método satisface las exigencias que se necesita para obtener sus

parámetros de una forma práctica; el cual se lo puede aplicar a un motor de combustión interna de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica cumpliendo con lo expuesto en la hipótesis.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- Con la aplicación del sistema de frenado hidráulico se pudo determinar la velocidad, potencia y torque del motor sometido a prueba.
- La potencia máxima efectiva de operación del motor es de 132W y se la obtiene cuando tenemos un torque de 1,15 N-m.
- A medida que vamos introduciendo carga (agua) al freno el número de r.p.m. va disminuyendo empezando en 1750 en vació y descendiendo hasta un valor de 750 cuando la válvula de paso se encuentra abierta en su totalidad.
- Se puede aplicar el sistema de frenado hidráulico para un motor de combustión interna, considerando la potencia que se desea disipar que en este caso es de 6.5HP y el número de r.p.m. de operación del motor.

5.2 RECOMENDACIONES

- Revisar el motor y sus partes antes de empezar a utilizarlo
- Revisar todas las conexiones para evitar que existan fugas de líquidos.
- Encender el motor y no aplicar carga por unos 30s hasta que esté operando con normalidad.
- Considerar la velocidad de operación del motor r.p.m. en que puede trabajar para evitar daños.
- Realizar las pruebas para la obtención de la velocidad, potencia y torque siempre en sentido ascendente o descendente en forma sucesiva para evitar daños en el motor.

CAPÍTULO VI

PROPUESTA

6.1 DATOS INFORMATIVOS

Dentro de la propuesta es el diseño y la construcción de un freno hidráulico que nos permita obtener los parámetros de funcionamiento de un motor de combustión interna de 6.5HP de potencia que es de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, como son la velocidad, potencia y torque.

El freno hidráulico tiene el principio de diseño como si se tratara de una bomba de agua, considerando la velocidad específica para seleccionar la forma qué va a tener el álabe que en nuestro caso es radial; el freno está formado por una carcasa la misma que está constituida por dos tapas de semejante características que tienen una entrada y una salida de carga (agua), ocho agujeros en su interior los cuales nos permitirá realizar el frenado.

El impulsor (rotor) está constituido de un plato central que tiene 12 álabes a cada lado del mismo, además tiene un palanca de 30cm de largo que va colocado a un costado de la carcasa y colocado en sentido contrario al movimiento del eje del motor ya que esto nos permitirá medir el torque que soporta el motor durante la prueba de funcionamiento.

Teniendo en cuenta los cálculos hidráulicos como los mecánicos que nos permita obtener un diseño satisfactorio que cumpla con los requerimientos deseados y poder realizar las pruebas de potencia con absoluta seguridad.

6.2 ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA

6.2.1 Parámetros de Diseño

Los cálculos realizados para realizar el diseño y la construcción del freno hidráulico se lo realizaron considerando como punto de partida la potencia que tiene que disipar el freno que en este caso es de 6.5HP, teniendo en cuenta los materiales a utilizar en cada uno de los componentes del mismo.

6.3 JUSTIFICACIÓN

El motivo para proponer realizar el diseño y la construcción de un freno hidráulico es para realizar un banco de pruebas que nos permita realizar pruebas de potencia al freno con la obtención de la velocidad, potencia y torque del motor de combustión interna de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de 6.5 HP de potencia, es de cuatro tiempos funciona mediante gasolina, tiene un solo cilindro la marca es Briggs & Stratton INTEK 206 de una manera directa, es decir mediante la práctica, con lo cual se podrá hacer una correlación entre los datos calculados teóricamente y los obtenidos con la ayuda de la práctica estableciendo una relación teórica - práctica por parte de los estudiantes.

6.4 OBJETIVOS

- Diseñar un freno hidráulico para su aplicación en los laboratorios de Motores de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.
- Construir un freno hidráulico para su aplicación en los laboratorios de Motores de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica
- Someter a prueba el motor de combustión interna mediante la aplicación del freno hidráulico en el laboratorio de Motores de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

6.5 ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD

6.5.1 Análisis Técnico

Las pruebas de la obtención de la potencia al freno del motor de combustión interna se lo puede realizar con normalidad, ya que la toma de los datos que son importantes para nuestra investigación se lo puede realizar regulando la válvula de admisión de carga (agua) y regulando el número de r.p.m. que va a trabajar el motor, la cual se lo realiza con la utilización de una hoja de toma de datos.

6.5.2 Análisis de Costos

En el análisis se tomarán en cuenta todos los componentes necesarios para poder realizar y concluir la investigación como son: compra de materiales para la construcción, instalaciones para el funcionamiento del mismo y la mano de obra.

6.5.2.1 Costos Directos (CD)

- Costo de materiales (CTM)

Los materiales empleados para la construcción del freno hidráulico se detallan a continuación.

Tabla 6.1 Costo de Materiales Mecánicos

COSTO MATERIALES MECÁNICOS (CM)			
CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	COSTO/U	COSTO TOTAL
1	Bomba de agua 1 HP	100	100
6	Pernos Allen M6X3"	0,5	3
4	Pernos Allen inoxidable M10X2.5"	1	4
3	Ganchos de sujeción 3/4"	0,4	1,2
2	Ganchos de sujeción 1/2"	0,4	0,8
2	Pernos M10X2"	0,5	1
12	pernos autoroscable 5/32"	0,25	3
|1	Junta elástica 4.8 KW	100	100

4	arandelas 1/2"	0,1	0,4
4	arandelas de presión 1/2"	0,2	0,8
1	eje de transmisión 1018 Diá 5" L=10cm	20	20
1	eje de transmisión 1045 Diá 1" L=4cm	15	15
1	eje de transmisión 1018 Diá 3" L=6cm	10	10
1	pedazo de acero A36 40x40cm e=1/2"	10	10
2	Rodamientos NTN 202	16	32
2	Rodamientos SKF 6203	3	6
1	ángulo 1/8" A36 e= 3mm 1m	1,5	1,5
	TOTAL		308,7

(Fuente: Realizada por el Autor de la Investigación)

Tabla 6.2 Costo Instalación Hidráulica

COSTO INSTALACIÓN HIDRÁULICA (CMI)			
CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	COSTO/U	COSTO TOTAL
1	Manguera de presión 1/2", 200PSI, 3m	3,25	9,75
1	Manguera de presión 3/8" 200PSI, 1m	3,25	3,25
1	Manguera simple 1/2", 1m	1,5	1,5
2	Válvulas de compuerta 1/2"	6,5	13
1	Válvulas de compuerta 3/8"	4,5	4,5
6	abrazaderas 3/8"	0,8	4,8
10	abrazaderas 1/2"	0,8	8
1	acople 3/8"	2,8	2,8
1	neplo 1/2"	2,7	2,7
6	neplo 3/8"	1,8	10,8
1	tee 1/2"	5	5
2	unión 1/2"	1,5	3
4	uniones plásticas 1/2"	0,8	3,2
1	salida de tanque 3/4"	2	2
1	reducción 3/4"-1/2"	1	1
2	teflón	0,5	1
1	Silicona	2	2
	TOTAL		78,3

(Fuente: Realizada por el Autor de la Investigación)

Tabla 6.3 Costo de Materiales Varios

COSTO MATERIALES VARIOS (CMV)			
CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	COSTO/U	TOTAL
1	Spray de pintura roja	3,5	3,5
1	pliego de lija de agua	0,5	0,5
1	pintura gris 1/2litro	4,5	4,5
1	pintura café 1/2litro	4,5	4,5
1	tiner	1,8	1,8
	TOTAL		14,8

(Fuente: Realizada por el Autor de la Investigación)

Para obtener el valor total de los costos directos sumamos los subtotales

$$CD= CM+CMI+CMV \quad \text{(Ec.6-1)}$$

Tabla 6.4 Costos Directos

COSTOS DIRECTOS	
DESCRIPCIÓN	VALOR
CM	308,7
CMI	78,3
CMV	14,8
TOTAL	401,8

(Fuente: Realizada por el Autor de la Investigación)

6.5.2.2 Costos Indirectos (CI)

- Costos de Maquinaria Utilizada (CMU)

Los costos de cada uno de las máquinas utilizadas para la construcción del freno se detallan a continuación.

Tabla 6.5 Costo de Maquinaria

COSTOS DE MAQUINARIA (CMU)			
MAQUINA	TIEMPO EMPLEO (H)	COSTO/ HORA	COSTO TOTAL
Plasma	0,4		10
Torno	30	6	180
Fresa	30	6	180
Suelda eléct	0,4		10
Herramientas			40
TOTAL			420

(Fuente: Realizada por el Autor de la Investigación)

- Costo de Mano de Obra (CMO)

Para la construcción del freno hidráulico es necesario de la ayuda de un técnico, un maestro y un oficial los cuales laboran 5 días a la semana 8 horas diarias.
Tiempo estimado de la construcción del freno hidráulico es de 20 días. Para la obtención de los costos indirectos sumamos los subtotales.

Tabla 6.6 Costo Mano de Obra

COSTO MANO DE OBRA (CMO)				
DESCRIPCIÓN	COSTO/HORA	COSTO/DIARIO	TIEMPO CONSTRUCCIÓN	SALARIO
Técnico	2	16	4	64
Maestro	1,5	12	15	180
Oficial	1	8	15	120
TOTAL				364

(Fuente: Realizada por el Autor de la Investigación)

Para la obtención de los valores de los costos indirectos sumamos los subtotales

$$CI = CMU+CMO \qquad \text{(Ec.6-2)}$$

Tabla 6.7 Costos Indirectos

COSTOS INDIRECTOS (CI)	
DESCRIPCIÓN	VALOR
CMU	420
CMO	364
TOTAL	784

(Fuente: Realizada por el Autor de la Investigación)

6.5.2.3 Costo Total (CT)

Para determinar el costo total que se necesita para la construcción del freno hidráulico se deben sumar los costos directos y los indirectos.

$$CT = CD+CI \qquad \text{(Ec.6-3)}$$

Tabla 6.8 Costo Total

COSTO TOTAL (CT)	
DESCRIPCIÓN	VALOR
CD	401,8
CI	784
TOTAL	1185,8

(Fuente: Realizada por el Autor de la Investigación)

El costo del freno hidráulico es de 1185,8 dólares.

6.6 FUNDAMENTACIÓN

Los cálculos para el diseño y la construcción del freno hidráulico están basados en un análisis hidráulico y mecánico para obtener los resultados que más se acoplen al nuestro.

6.6.1 Cálculo Hidráulico

Datos:

P=6.5HP = 4.85Kw

w=3600r.p.m. = 377rad/s

$\rho = 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

Q=10GPM = $6.309 * 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$

Ns= 600r.p.m.

Dónde:

P = potencia máxima de operación del motor de prueba W.

n = máxima velocidad de giro del motor de prueba r.p.m.

$\rho = densidad\ del\ fluido\ (agua) \frac{Kg}{m^3}$.

Q = caudal de diseño del impulsor obtenido de GO POWER SYSTEMS freno hidráulico D-100 Anexo 12

Ns = velocidad específica considerando un álabe radia Anexo 3.

Cálculo de la altura.

Para la obtención de la altura partimos de la fórmula:

$$Ns = \frac{w * \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \qquad \text{(Ec.6-4)}$$

Despejando la altura nos queda:

$$\left(H = \frac{w * \sqrt{Q}}{Ns}\right)^{\frac{4}{3}}$$

$$\left(H = \frac{3600 * \sqrt{10}}{600}\right)^{\frac{4}{3}}$$

H=50.6ft = 15.5m

Diseño del impulsor del freno hidráulico

$$U_2 = Ku\sqrt{2gH} \qquad \text{(Ec.6-5)}$$

Dónde:

U_2=velocidad periférica de salida del impulsor m/s.

Ku=constante de velocidad adimensional Anexo 2.

g=gravedad $\frac{m}{s^2}$.

H=altura m.

$$U_2 = 0.97 * \sqrt{2 * 9.8 * 15.5}$$

$$U_2 = 16.92\ m/seg$$

Diámetro exterior del impulsor.

$$U_2 = \frac{D_2 * 2}{w} \qquad \text{(Ec.6-6)}$$

$$D_2 = \frac{16.92 * 2}{377}$$

$$D_2 = 0.09m = 90\ mm$$

$$D_2 = 3.54in \cong 4in$$

$$D_2 = 102mm$$

La construcción del impulsor se lo realizara de 100mm.

Diámetro reducido del impulsor.

$$D_{red} = 4.25 * \sqrt[3]{\frac{Q}{w}} \qquad \text{(Ec.6-7)}$$

Dónde:

$D_{red} = diámetro\ reducido\ m.$

Q = caudal $\frac{m^3}{s}$.

w = velocidad angular $\frac{rad}{s}$.

$$D_{red} = 4.25 * \sqrt[3]{\frac{6.309 * 10^{-4}}{377}}$$

$$D_{red} = 0.050m = 50mm$$

$$D_{red} = Do$$

Diámetro de entrada a los álabes de trabajo

$$D_1 = D_{red} + 20 \qquad \text{(Ec.6-8)}$$

Dónde:

$D_1 = diámetro\ de\ entrada\ al\ álabe\ de\ trabajo\ mm.$

$D_O = diámetro\ de\ entrada\ al\ álabe\ mm.$

$$D_1 = 50 + 20$$

$$D_1 = 70mm = 2.75in$$

El aumento de D_1 en comparación con Do en 20mm se hace con el fin de sacar el borde de entrada del álabe de trabajo de la zona de viraje del flujo a la zona de fluencia plana.

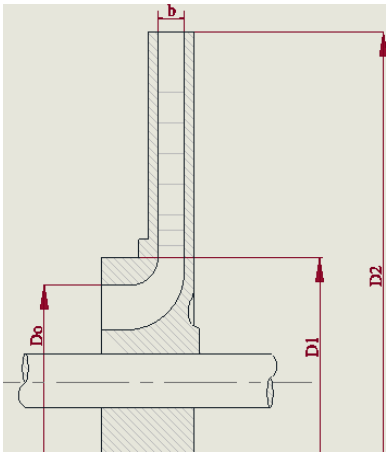


Figura 6-1 Diámetro de entrada

Velocidad periférica del flujo a la entrada.

$$U_1 = \frac{\pi * D_1 * w}{60} \qquad \text{(Ec.6-9)}$$

$$U_1 = \frac{\pi * 0.070 * 3600}{60}$$

$$U_1 = 13.2 \frac{m}{s}$$

Velocidad absoluta a la entrada

$$C_{m1} = k_{m1} * \sqrt{2 * g * H} \quad \text{(Ec.6-10)}$$

Km1 = *constante de velocidad adimensional*

Km1 = 0.117 Anexo 2

$$C_{m1} = 0.117 * \sqrt{2 * 9.81 * 15.5}$$

$$C_{m1} = 2.04 \frac{m}{s}$$

Velocidad absoluta del flujo a la salida.

$$C_{m2} = k_{m2} * \sqrt{2 * g * H} \quad \text{(Ec.6-11)}$$

km_2 *= constante de velocidad adimensional*

km_2*= 0.083* Anexo 2

$$C_{m2} = 0.083 * \sqrt{2 * 9.81 * 15.5}$$

$$C_{m2} = 1.45 \frac{m}{s}$$

Velocidad relativa del flujo a la salida

$$sen\ \beta_2 = \frac{C_{m2}}{w_2} \quad \text{(Ec.6-12)}$$

$$w_2 = \frac{C_{m2}}{sen\ \beta_2}$$

$$w_2 = \frac{1.45}{sen\ 22.5}$$

$$w_2 = 3.78 \frac{m}{s}$$

Velocidad relativa del flujo a la entrada

Partimos de esta relación.

$$\frac{w_1}{w_2} = 1.15 - 1.25$$

Para nuestro caso tomaremos un valor de:

$$\frac{w_1}{w_2} = 1.2$$

$$w_1 = 1.2 * w_2$$

$$w_1 = 1.2 * 3.78$$

$$w_1 = 4.54 \frac{m}{s}$$

Determinación del número de álabes del impulsor

$$z = 6.5 \frac{m+1}{m-1} sen \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \qquad \text{(Ec.6-13)}$$

Dónde:

z = número de aspas

6.5 = valor numérico constante

m = relación de diámetros

$\beta_1 = ángulo\ de\ entrada$

$\beta_2 = ángulo\ de\ salida$

Cálculo de la relación de diámetros

Este valor debe encontrarse dentro de los rangos de 1.25< $\frac{D_2}{D_1}$ <3.3 para un buen diseño

$$m = \frac{D_2}{D_1}$$

$$m = \frac{100}{70}$$

$$m = 1.43$$

Ángulo de entrada

Este ángulo para la elaboración de aspas radiales debe estar comprendido entre 15-20^o teniendo en cuenta que este valor tiene que ser mayor a 15^0 para obtener los mejores resultados para lo cual utilizaremos un ángulo de 17.5^o.

Ángulo de salida

Para la obtención de los mejores resultados en el diseño este ángulo debe estar comprendido entre los 20 y 25^o, siendo los 22.5^o el aconsejable.

$$z = 6.5\frac{1.43+1}{1.43-1}sen\frac{17.5+22.5}{2}$$

$$z = 12\ aspas$$

Determinación del ancho útil del álabe

El cual se lo obtiene con la utilización de la siguiente formula

$$b = \frac{D_1}{4}$$

Dónde:

D_1 = *diámetro entrada mm.*

b = ancho útil de trabajo de la paleta mm.

$$b = \frac{70}{4}$$

$$b = 18mm$$

Este valor es sin considerar el espesor del plato por lo que el ancho del álabe se lo realizará de 20mm y el plato de 5mm obteniendo un total de 25mm, por facilidad de construcción.

Eficiencia del Impulsor

La cual se obtiene con la utilización de la siguiente formula

$$P_I = \rho * g * Q * H \qquad \text{(Ec.6-14)}$$

$\rho * g = \gamma$ de la sustancia:

$$P_I = \gamma_{agua} * Q * H$$

Dónde:

$P_I = potencia\ del\ impulsor W.$

$\gamma_{agua} = peso\ especifico\ del\ agua\ \frac{Kg}{m^3}.$

$Q = caudal\ de\ alimentación\ \frac{m^3}{s}.$

$H = altura\ de\ diseño\ m.$

$$P_I = 9800 * 6.309 * 10^{-4} * 15.5$$

$$P_I = 96 \text{ w}$$

La potencia del motor ya tenemos como dato por lo cual se obtiene el valor de la eficiencia del impulsor:

$$\eta = \frac{P_M - P_I}{P_M}$$

Dónde:

$P_I = Potencia\ del\ impulsor\ W.$

$P_M = Potencia\ del\ motor\ W.$

$$\eta = \frac{4850 - 96}{4850}$$

$$\eta = 0.98$$

Para la obtención del torque que se produce en cada uno de los álabes se consideran el torque total que produce el motor:

$$T = \frac{P}{w}$$

Dónde:

P = potencia KW.

w = velocidad angular motor rad/s.

$$T = \frac{4850}{377}$$

$$T = 12.86\ N - m$$

El torque de cada uno de los álabes

$$T_{álabe} = \frac{T}{z}$$

Dónde:

$T_{álabe} = torque\ de\ un\ álabe$ *N-m.*

T = torque total N-m.

z = número de álabes

$$T_{álabe} = \frac{12.86}{12}$$

$$T_{álabe} = 1.072\ N - m$$

Factor de seguridad del Impulsor

$$\sigma = \frac{M * C}{I}$$

$$\sigma = \frac{T * \frac{t}{12}}{\frac{1}{12} h * t^3} = \frac{\frac{T}{12}}{\frac{1}{12} * h * t^2} = \frac{T}{h * t^2}$$

$$n = \frac{S_y}{\frac{T}{h * t^2}} = \frac{S_y * h * t^2}{T}$$

Dónde:

Sy = Factor de fluencia del material MPa Anexo 4 Bronce.

h= Altura m.

t = espesor del álabe m.

T = Torque del motor N-m.

$$n = \frac{370 * 10^6 * 0.023 * 0.005^2}{12.86}$$

$$n = 16.5$$

Este factor de seguridad está bien ya que se debe tener en cuenta que el material tiene que ser resistente a la corrosión.

Volumen del disco

$$V_d = \pi * (R_2 - R_1)^2 * t_d \qquad \text{(Ec.6-15)}$$

Dónde:

$V_d = volumen\ del\ disco\ m^3.$

$R_2 = radio\ exterior\ del\ impulsor\ m.$

$R_1 = radio\ interno\ del\ impulsor\ m.$

$t_d = espesor\ del\ disco\ m.$

$$V_d = \pi * (0.050 - 0.0105)^2 * 0.005$$

$$V_d = 2.45 * 10^{-5} m^3$$

Peso del disco

$$W_d = V_d * \gamma_{material}$$

Dónde:

$W_d = peso\ del\ disco\ Kg.$

$V_d = volumen\ del\ disco\ m^3.$

$\gamma_{material} = 8500\ \frac{Kg}{m^3}.$

$$W_d = 2.45 * 10^{-5} * 8500$$

$$W_d = 0.21 Kg$$

Volumen de un Álabe

$$V_h = \pi * (R_2 - R_1) * b * t_h \qquad \text{(Ec.6-16)}$$

Dónde:

V_h = volumen de la aspa m^3.

R_2 = radio exterior del impulsor m.

$R_1 = radio\ interno\ del\ impulsor\ álabe\ m.$

$t_h = espesor\ de\ la\ aspa\ m.$

b = ancho de la hoja m.

$$V_h = \pi * (0.050 - 0.027) * 0.02 * 0.005$$
$$V_h = 7.22 * 10^{-6} m^3$$

Peso de un Álabe

$$W_a = V_h * \gamma_{bronce}$$
$$W_a = 7.22 * 10^{-6} * 8500$$
$$W_a = 0.061 Kg$$

Peso total del impulsor

$$W_T = W_a * 12 + W_d$$
$$W_T = 0.061 * 12 + 0.21$$
$$W_T = 0.942 Kg$$

Determinación del ancho de la Carcasa

Para lo cual se debe tener en cuenta estas tres consideraciones que son utilizadas en la fabricación de bomba:

b2 = 1.75b Para cuando se tiene velocidades especificas medias

b2 = 2b Para bombas pequeñas.

b2 = 1.6b Para cuando se tiene velocidades especificas altas

En nuestro caso se utilizara el valor de b2 = 2b, por cuanto, se obtiene

$$b_2 = 2 * b$$
$$b_2 = 2 * 25$$
$$b_2 = 50mm$$

Este valor se lo utiliza siempre y cuando se lo realice mediante el proceso de fundición, en nuestro caso cada una de las tapas se construirán de 74mm debido a que en su interior tiene que realizarse perforaciones de 10mm que nos ayudará a obtener el efecto de frenado.

Conocido el número de álabes se puede determinar también el caudal de cada álabe.

$$Q_a = \frac{Q}{z}$$
$$Q_a = \frac{10}{12}$$
$$Q_a = 0.834GPM = 5.25 * 10^{-5}\frac{m^3}{s}$$

Determinación del diámetro interior de la carcasa

Este se determina con la utilización de la velocidad específica Ns y la gráfica mediante la utilización de la siguiente fórmula.

$$\frac{D_3 - D_2}{D_2} * 100 = 5.7 \qquad \text{(EC.6-17)}$$
$$D_3 = 1.057 * D_2$$
$$D_3 = 1.057 * 100$$
$$D_3 = 105mm$$

Para nuestro caso el diámetro interno se lo realizará de 103mm para la construcción.

Determinación del diámetro del árbol del freno

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{M}{0.2*\tau adm}} \qquad \text{(Ec.6-18)}$$

Dónde:

$d_e = diámetro\ del\ eje\ del\ freno\ cm.$

M = momento torsor N-cm.

$\tau adm = tensión\ de\ torsión\ admisible\ KN - cm^2.$

$$M = 9600 * \frac{P}{w}$$

Dónde:

P = potencia del motor Kw

w= velocidad angular del motor r.p.m.

9600 = factor de conversión

$$M = 9600 * \frac{4.85}{3600}$$

$$M = 12.934N - m = 1293.4N - cm$$

$\tau adm = 1.2 - 2.0 \frac{KN}{cm^2}$ Rango, para nuestro calculo tomaremos un valor de 1.5.

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{1293.4}{0.2 * 1500}}$$

$$d_e = 1.63cm = 16.3mm$$

Para comprobar el valor calculado utilizaremos una de las fórmulas fundamentales de la hidráulica que es:

$$d_e = 28 * \eta * \sqrt[3]{\frac{P*k_p}{w}} \quad \text{(Ec.6-19)}$$

Dónde:

$d_e = diámetro\ del\ eje\ del\ freno\ mm.$

P = potencia del motor Kw.

w = velocidad angular del motor r.p.m.

$k_p = factor\ de\ compensación\ en\ el\ motor.$

- *1.05-1.10 rango*

ηs = factor de seguridad:

- *ηs = 4 para torsión pura en el eje.*
- *ηs = 5-6 para torsión combinada con flexión*

Para nuestro caso consideraremos un valor de 5 el factor de seguridad.

$$d_e = 28 * 5 * \sqrt[3]{\frac{4.85 * 1.075}{3600}}$$

$$d_e = 15.84mm$$

Como podemos observar el cálculo realizado del eje del freno con la utilización de las dos fórmulas no varía mucho, por lo cual se utilizará un eje de 16mm de diámetro.

$$d_e = 16mm$$

Diámetro del cubo

Su valor se encuentra dentro de (1.2-1.4)d_e, en nuestro caso tomaremos un valor de 1.4. Referencia 1

$$d_c = d_e * 1.4$$
$$d_c = 16 * 1.4$$

$$d_c = 22.4mm$$

Determinación de la Presión de diseño

$$P_R = P_2 - P_1 = \frac{\rho}{2}\left({W_1}^2 - {W_2}^2\right) + \frac{\rho}{2}\left({U_2}^2 - {U_1}^2\right) \qquad \text{(Ec.6-20)}$$

Dónde:

$P_R = presión\ de\ diseño\ Pa.$

$\rho = densidad\ del\ fluido\ \frac{Kg}{m^3}.$

$w_1 = velocidad\ relativa\ del\ flujo\ a\ la\ entrada\ \frac{m}{s}.$

$w_2 = velocidad\ relativa\ del\ flujo\ a\ la\ salida\ \frac{m}{s}.$

$U_1 = velocidad\ periférica\ del\ flujo\ a\ la\ entrada\ \frac{m}{s}.$

$U_2 = velocidad\ periférica\ del\ flujo\ a\ la\ salida\ \frac{m}{s}.$

$$P = \frac{1000}{2}(4.54^2 - 3.78^2) + \frac{1000}{2}(17^2 - 13.2^2)$$

$$P = 60541.6\ Pa$$

$$P = 60.5416\ KPa$$

Con lo cual obtenemos la presión hidrostática que es igual:

$$P_h = 1.5 * P$$

$$P_h = 90810Pa$$

Fuerza Axial

Está fuerza se produce por la presión que se produce dentro de la carcasa como consecuencia del fluido en movimiento

Para determinar la fuerza axial tenemos que considerar dos tipos de fuerzas que son:

$$F_p = \pi * \left(R_1{}^2 - R_C{}^2\right) * (P_2 - P_1) - \frac{\pi * \rho * w^2}{8} * \left(R_1{}^2 - R_C{}^2\right) * \left[R_2{}^2 - 0.5\left(R_1{}^2 - R_C{}^2\right)\right] \quad \text{(Ec.6-21)}$$

Dónde:

$F_p = fuerza\ de\ presión\ N.$

$R_1 = radio\ interno\ del\ impulsor\ m.$

$R_C = radio\ del\ cubo\ m.$

$P_2 - P_1 = presión\ de\ diseño\ Pa.$

$\rho = densidad\ del\ agua\ \frac{Kg}{m^3}.$

w = velocidad angular rad/s.

$$F_p = \pi * (0.027^2 - 0.0112^2) * (60541.6) - \frac{\pi * 1000 * 377^2}{8} * (0.027^2 - 0.0112^2) * [0.050^2 - 0.5(0.027^2 - 0.0112^2)]$$

$$F_p = 40.75\ N$$

Fuerza dinámica

$$F_{DIN} = \rho * Q * C_{m1} \quad \text{(Ec.6-22)}$$

Dónde:

$F_{DIN} = fuerza\ dinámica\ N.$

$\rho = densidad\ del\ fluido\ \frac{Kg}{m^3}.$

$Q = caudal\ \frac{m^3}{s}.$

$C_{m1} = velocidad\ absoluta\ a\ la\ entrada\ \frac{m}{s}.$

$$F_{DIN} = 1000 * 6.309 * 10^{-4} * 2.04$$

$$F_{DIN} = 1.3\ N$$

$$F_{axial} = F_p - F_{DIN}$$

$$F_{axial} = 57.2 - 1.3$$

$$F_{axial} = 55.9\ N$$

Fuerza radial

El valor máximo de esta fuerza se determina mediante la utilización de la fórmula

$$F_r = k_t * \gamma * H * D_2 * b \qquad \text{(Ec.6-23)}$$

Dónde:

$F_r = fuerza\ radial\ N.$

$k_t = 0.36\ el\ cual\ es\ utilizado\ para\ realizar\ calculos\ aproximados.$

$\gamma = peso\ especifico\ del\ agua\ \frac{KN}{m^{3.}}.$

$H = altura\ neta\ m.$

$D_2 = diámetro\ exterior\ del\ impulsor\ m.$

$b = ancho\ del\ impulsor\ m.$

$$F_r = 0.36 * 9800 * 15.5 * 0.100 * 0.025$$

$$F_r = 136.71\ N$$

Fuerza Centrifuga

$$F_c = \frac{0.895 * W_a * H}{D_e} \qquad \text{(Ec.6-24)}$$

Dónde:

$W_a = Peso\ de\ un$ álabe $Kg.$

$H = altura\ m$

$D_e = diámetro\ exterior\ del\ impulsor\ m.$

$$F_c = \frac{3.61 * W_a * H}{D_e}$$

$$F_c = \frac{3.61 * 0.061 * 15.5}{0.100}$$

$$F_c = 334.5\ N$$

Fuerza que transmite el Fluido al Álabe

Este cálculo se lo realiza considerando las velocidades absolutas tanto de la entrada como de la salida con la siguiente fórmula

$$Fa = \rho * Q(U_2 - U_1) \qquad \text{(Ec.6-25)}$$

Dónde:

Fa = fuerza debido al fluido en movimiento N.

$U_2 = velocidad\ perifierica\ a\ la\ salida\ \frac{m}{s}.$

$U_1 = velocidad\ perifierica\ a\ la\ entrada\ \frac{m}{s}.$

$\rho = densidad\ del\ fluido\ \frac{Kg}{m^3}.$

$Q = caudal\ de\ abastecimiento\ \frac{m^3}{s}.$

$$F = 1000 * 6.309E - 04 * (16.92 - 13.2)$$

$$F = 2.34\ N$$

Espesor de la Carcasa

La cual procedemos a calcular con la utilización de la siguiente fórmula

$$e = \frac{Ph * Di}{2 * \tau}$$

Dónde:

Ph = presión hidrostática Pa.

Di = diámetro interno de la carcasa m.

$\sigma_t = esfuerzo\ permisible\ del\ material\ Pa.$

$$\tau = \frac{Sy}{n}$$

Acero AISI 1018 HR

Sy = 220 MPa

n = factor de seguridad, asumido de 4

$$\tau = \frac{220 * 10E06}{4}$$

$$\tau = 55\ MPa$$

$$e = \frac{90.81 * 10E3 * 0.103}{2 * 55 * 10E6}$$

$$e = 0.09mm$$

Utilizando las normas ASME para el diseño de carcasas sometidas a presión interna tenemos

$$e = \frac{Ph * R}{\tau * E - 0.6P}$$

Dónde:

Ph = presión Pa.

R = radio interno de la carcasa m.

τ= esfuerzo permisible del material Pa.

E = eficiencia de la junta soldada adimensional 0.85 soldadura a tope en ambos lados Anexo 11.

$$e = \frac{90810 * 0.050}{220E6 * 0.85 - 0.6 * 90810}$$

$$e = 0.025mm$$

Estás fórmulas no consideran los efectos de la corrosión que de acuerdo con las normas ASME tiene que ser el espesor no menor a 3mm, por lo cual se realizará la carcasa utilizando un espesor de 12mm por facilidad de construcción y unión entre las piezas.

<u>Fuerza total ejercida sobre el Impulsor</u>

Para lo cual se necesita conocer el peso del bocín

$$W_b = \pi(De^2 - Di^2) * l * \rho$$

Dónde:

$W_b = peso\ del\ bocín\ Kg.$

$De = diámetro\ exterior\ del\ \ bocín\ m.$

Di = diámetro interior del bocín m.

l = longitud del bocín m.

$$\rho = densdad\ del\ bronce\ 8500\frac{Kg}{m^3}$$

$$W_b = \pi(0.0365^2 - 0.021^2) * 0.015 * 8500$$

$$W_b = 0.35\ Kg$$

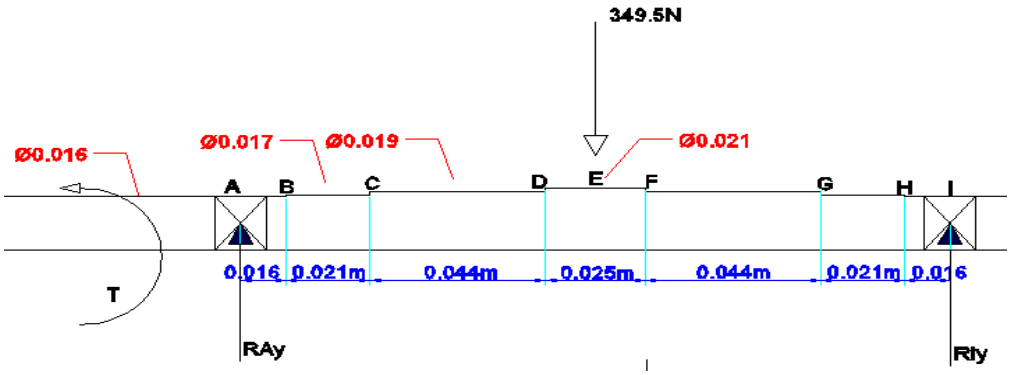
$$F_T = W_t + W_b + F_c + F$$

$$F_T = 9.23 + 3.43 + 334.5 + 2.34$$

$$F_T = 349.5\ N$$

6.6.2 Diseño Mecánico

Eje



$$\sum MA = 0$$

RIy (0.187)-F (0.0935) = 0

$$RIy = 174.75\ N$$

$$\sum Fv = 0$$

RAy+RCy-F = 0

RAy = 174.75 N

Diagrama de Fuerzas Cortantes

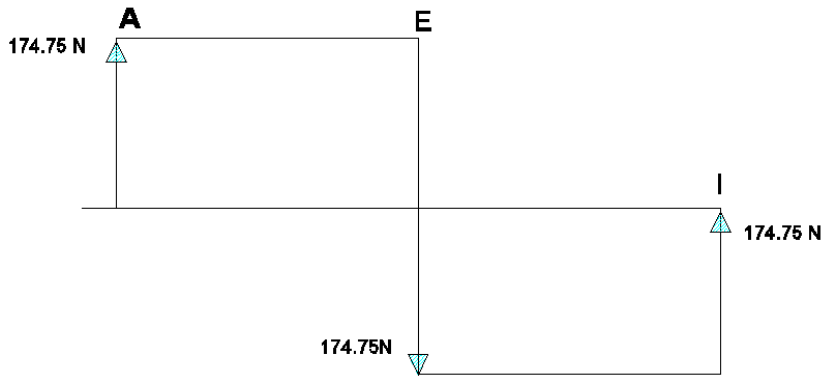
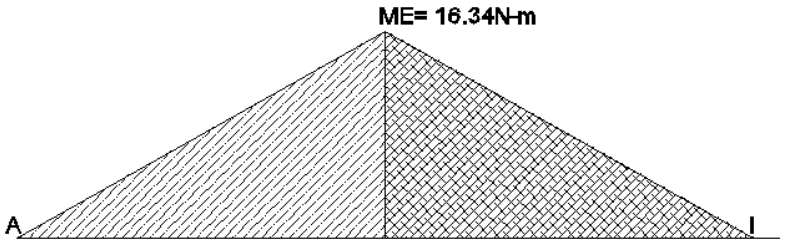


Diagrama de Momentos



Como la distribución es simétrica procedemos a calcular en el punto B debido a que el diámetro es menor que los demás.

$$M_B = 0.0775 \frac{0.0935 * F}{0.187}$$

$$M_B = 13.54\, N - m$$

CÁLCULO ESTÁTICO

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_x = 33671217 \frac{N}{m^2}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * T}{\pi * d^3}$$

$$\tau_{xy} = 15990098 \frac{N}{m^2}$$

Para determinar el esfuerzo máximo aplicamos la teoría de la Distorsión

$$\tau = \sqrt{\tau_1^2 - \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2^2}$$

$$\tau_1 = \frac{\sigma_x}{2} + \left[\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}\right]^{1/2}$$

$$\tau_1 = 33671217 \frac{N}{m^2}$$

$$\tau_2 = \frac{\sigma_x}{2} - \left[\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}\right]^{1/2}$$

$$\tau_2 = -0.47 \frac{N}{m^2}$$

$$\tau = 33671217.24 \frac{N}{m^2}$$

El factor de seguridad es

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n = \frac{310 * 10^6}{33671217.24}$$

$$n = 9.21$$

Este valor es elevado pero se debe considerar que bajara al realizar el cálculo a fatiga

CÁLCULO A FATIGA

Se = Se`*ka*kb*kc*kd*ke

Dónde:

Se = Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico (N/m^2)

Se`= Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de la viga giratoria (N/m^2)

ka = Factor de superficie (adimensional)

kb = Factor de tamaño (adimensional)

kc = Factor de confiabilidad (adimensional)

kd = Factor de temperatura (adimensional)

ke = Factor de efectos varios (adimensional)

Acero AISI 1045 HR rolado en caliente

Sy = 310 MPa

Sut = 570 MPa

Se`= 0.504Sut

Se`= 287.28 MPa

ka = $aSut^b$

(a=4.45; b= -0.265) Maquinado Anexo 4

ka = 0.909

kb = $\left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107}$ $2{,}79 \leq d \leq 51mm$

kb = 0.906

kc = 0.702 confiabilidad del 99.99% Anexo 5

kd = 1 temperatura ambiente

$$ke = \frac{1}{kf}$$

$$kf = 1 + q(kt - 1)$$

r = 0.3cm (radio exterior chavetero)

q = 0.75

kt = 1.6 (chavetero de corredera o rastra) Referencia 2

kf = 1.45

ke = 0.689

Se = 114433664.9$\frac{N}{m^2}$

$$n = \frac{Se}{\sigma}$$

$$n = \frac{114433664.9}{33671217.24}$$

$$n = 3.4$$

Chaveta del Rodete

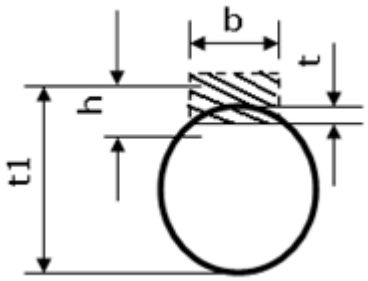
Chaveta

d = 0,0254m

b = 0,006m

h = 0,006m

l = 0,025m



Chavetero

b = 0,01m

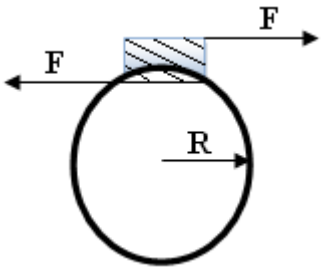
t = 0,0035m

t1 = d+0,0025

El material que vamos a utilizar para la chaveta será acero AISI 1018 que tiene un límite a la fluencia de Sy = 220MPa.

El torque es de 12,86 N-m.

r = 0,0127m



$$F = \frac{T}{r}$$

$$F = 1012.6\ N$$

Ya que la fuerza es de cizalladura se aplica la teoría de resistencia a la cizalladura

$$S_{sy} = 0{,}577Sy$$

Dónde:

$S_{sy} = Resistencia\ de\ cizalladura\ \frac{N}{m^2}$

$S_{sy} = 126940000\frac{N}{m^2}$

Si se tiene:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl}$$

$$n = \frac{S_{sy} * t * l}{F}$$

$$n = \frac{126940000 * 0{,}0035 * 0{,}025}{1012.6}$$

$$n = 10.97$$

Cálculo Rodamientos

Fr = fuerza radial

w = velocidad r.p.m.

RIy = 174.75 N

RAy = 174.75 N

RODAMIENTO A

$$C = P_A * (L_{10})^{1/P}$$

$P_A = xFr + \cancel{y}Fa$

P = 3 Rodamiento de bolas

$$L_{10} = 3600\frac{rev}{min} * \frac{20\ días}{1\ mes} * \frac{24\ horas}{1\ día} * 12\ meses * \frac{60\ min}{1\ hora}$$

$$L_{10} = 1244E06\ rev$$

$$P_A = xFr$$

x = 1

$$P_A = Fr = RAy$$

$$P_A = 174.75\ N$$

$$C = 174.75 * (1244)^{1/3}$$

$$C = 1879.4\ N$$

Selección: rodamiento de bolas a rotula SKF con prisionero incluido ASS202-010N

RODAMIENTO E

$$C = P_A * (L_{10})^{1/P}$$

$$P_A = Fr = REy$$

$$P_A = 174.75\ N$$

$$C = 174.75 * (1244)^{1/3}$$

$$C = 1879.4\ N$$

Selección: rodamiento de bolas a rotula SKF ASS 202-010N

6.7 METODOLOGÍA

6.7.1 Construcción

Dentro de la construcción del freno hidráulico está constituido de las siguientes partes:

Carcasa

Que está hecha de acero de transmisión considerando el espesor de la misma para evitar daños producidos por la corrosión, la misma que está constituida de una entrada de carga y una salida de seis perforaciones para realizar la unión y de ocho perforaciones en su interior que se utilizan para frenar la carga, la misma fue maquinada para su fabricación.

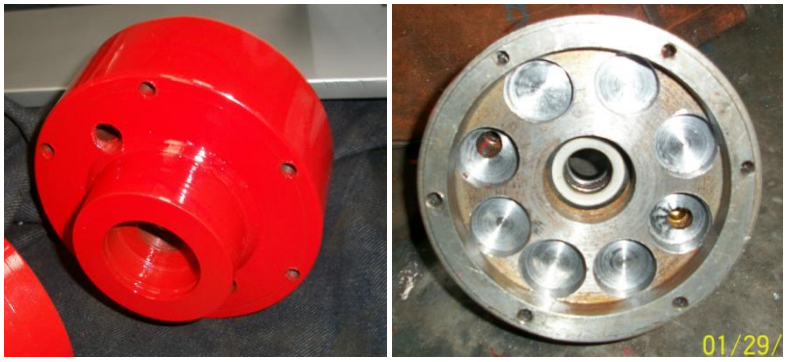


Figura 6.2 Carcasa

Impulsor

Que está construido de bronce fosfórico el mismo que consta de un plato central de 5mm de espesor y de 12 álabes a cada lado de un espesor de 5mm, una altura de 23mm y un ancho de 10mm sin considerar el bocín obteniendo un diámetro total de 100mm, el mismo que fue maquinado para su elaboración.

Figura 6.3 Impulsor

Palanca

Que es la encargada de soportar el peso que se aplica durante las pruebas que se aplica al motor para la obtención de su torque a mediada que variamos las r.p.m. del motor la misma que está hecha de acero, consta de tres agujeros que sirven para unirla con la carcasa y de un agujero donde se colocarán el peso.

Figura 6.4 Palanca

Eje

Que está construido de acero de transmisión ASTM 4012 que cumple con las características ideales para el tipo de aplicación que va a realizar, con lo cual evitaremos daños tanto a las personas que ocupen el banco de pruebas como a la misma máquina.

Figura 6.5 Eje

Placa lateral

La cual está hecha de acero estructural A36 de 13mm de espesor que tiene un porta rodamiento que en este caso es el 6202 SFK para un diámetro de 16mm.

Figura 6.6 Placa lateral

Placa base

Que está hecha de acero estructural y es la encargada de soportar el conjunto armado de la máquina en sí.

Figura 6.7 Placa base

Sellos Mecánicos

Son los encargados de evitar que existan fugas de líquido dentro de la carcasa para este caso se utilizaron sellos de 19mm los mismos que son comprados.

Figura 6.8 Sello mecánico

Rodamientos

Que son los encargados de transmitir el movimiento del eje de una manera estacionaria, los cuales se encuentran presente en la carcasa y en las placas laterales los mismos que son comprados.

Figura 6.9 Rodamientos

Neplos y Acoples

Que son los encargados de permitir unir los elementos para poder transmitir la carga a la carcasa, los mismos que son comprados.

Figura 6.10 Acoples

Mangueras

Cuya función es de transportar la carga para que pueda ingresar a la carcasa que en nuestro caso son de dos tipos la de admisión es de presión la cual la red principal es de 13mm mientras que para la entrada de la admisión y la salida son de 10mm, para el retorno al reservorio es una de jardinería ya que no tiene que soportar ninguna presión durante las pruebas, las mismas que son compradas.

Figura 6.11 Mangueras

Junta elástica

Cuya función es el de transmitir la potencia del motor al freno en este caso la misma que debe ser seleccionada con base a la potencia máxima que tiene el motor la cuál es comprada.

Figura 6.12 Junta elástica

Reservorio de Agua

Que es el encargado de mantener el nivel de agua constante y sin interrupciones que puedan impedir realizar la prueba correctamente igualmente es comprado.

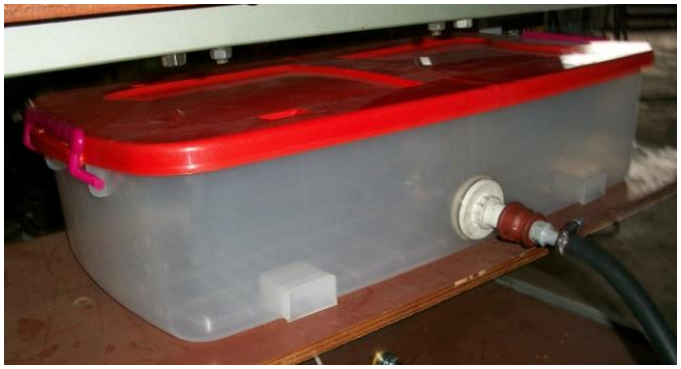


Figura 6.13 Reservorio

Válvula de Interceptación

Es la encargada de permitir el paso de la carga (agua) al impulsor como de la salida del reservorio a la bomba.

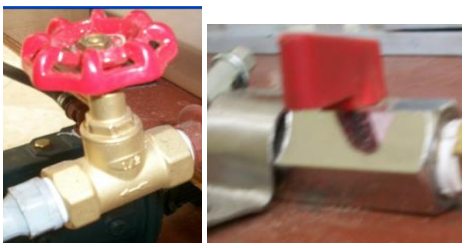


Figura 6.14 Válvula de interceptación

6.7.2 Instrumentos Utilizados

Tacómetro

El cual nos permite leer el número de revoluciones a que está girando el motor mientras le aplicamos la carga, el mismo que es digital de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

Figura 6.15 Tacómetro

Bomba de Agua

Que es la encargada de darle presión a la carga y de transportar la misma desde el reservorio a la carcasa.

Figura 6.16 Bomba de agua

Dinamómetro

Es el encargado de medir el peso que se produce a medida que se aumenta la carga, que nos servirá para determinar el torque producido.

Figura 6.17 Dinamómetro

6.8 ADMINISTRACIÓN

6.8.1 Montaje del freno Hidráulico en la Bancada

Para realizar el montaje del freno hidráulico utilizaremos la bancada y el motor Briggs Stratton de 6.5HP de potencia de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

Figura 6.18 Bancada

Partiendo de arriba hacia abajo.

Colocamos el freno en el primer piso con la orientación adecuada teniendo en cuenta la alineación entre el eje del motor y del freno para evitar accidentes una vez realizado lo anterior procedemos a asegurar el freno a la bancada mediante la utilización de pernos.

En el segundo piso colocamos el reservorio de agua la misma que tiene unos ángulos de acero estructural para evitar desplazamientos de la misma.

En el tercer piso colocamos la bomba la misma que está anclada a la bancada mediante pernos, la cual tiene conectada la manguera de entrada y salida de agua.

Aseguramos las mangueras con unos ganchos a la bancada tanto la de entrada como la de salida y retorno de agua.

6.8.2 Pasos a realizar en las pruebas de frenado del motor

1. Observar que el motor no tenga conexiones en mal estado y no tenga polvo.
2. Revisar el nivel de aceite y su estado así como el combustible.
3. Revisar que no exista fugas tanto de combustible como de agua entre las uniones.
4. Arrancar el motor en vacío y dejarlo calentarse por unos 30 segundos.
5. Realizar las pruebas en forma ascendente o descendente pero sucesivamente en orden para evitar daños.
6. Cerrar la válvula de interceptación de entrada a la carcasa y abrir la válvula del reservorio.
7. Colocar la perrilla del acelerador en la velocidad deseada.
8. Prender la bomba de agua.
9. Abrir la válvula de entrada a la carcasa
10. Colocar el peso ideal para determinar el torque que puede soportar
11. Cerrar la válvula de salida hasta que la carga se caliente y comience a producirse el frenado.
12. Abrir la válvula de salida y variar la velocidad del motor.
13. Anotar los datos tanto de peso como de velocidad para poder realizar la graficar.

6.9 PREVISIÓN DE LA EVALUACIÓN

Con el estudio realizado, se puede desarrollar una investigación más profunda sobre el uso y manejo de un dinamómetro que tiene una extensa área de aplicaciones, considerando que es una herramienta de mucha utilidad para evaluar y optimizar los motores tanto eléctricos como de combustión interna.

Se pueden realizar investigaciones posteriores a este como por ejemplo:

- Realizar la automatización del sistema para tener una mejor resolución de los resultados ahorrando tiempo.
- El dinamómetro construido puede ser perfeccionado y comercializado, para realizar evaluaciones de motores pequeños como los de motos y de karting.
- En lo que se refiere con el medio ambiente un dinamómetro nos sirve para realizar investigaciones y evaluaciones de combustibles biológicos.
- Se pueden desarrollar investigaciones de motores que trabajen con otro tipo de combustible
- Se puede realizar el diseño y la construcción de un dinamómetro que nos permita evaluar motores mucho más grandes

6.9.1 Plan de mantenimiento

Para obtener un correcto funcionamiento de todo el sistema es adecuado dar un correcto mantenimiento.

- Este tipo de equipo necesita de un mantenimiento mínimo que a continuación se presenta
- Cambie el aceite del cárter después de cada 5 horas de operación para eliminar partículas de metal que se pueda haber depositado en el aceite durante el período de asentamiento
- Observar que la gasolina que se va a suministrar al motor este limpia y no contenga partículas extrañas que pueda dañar el mismo
- Verificar que no existan fugas tanto de combustible como de agua para evitar obstrucciones o goteos
- Cambiar los cojinetes del freno considerando el número de horas de servicio y los catálogos del fabricante que nos indican cada que cierto tiempo se deben cambiar

6.9.2 Pruebas del Equipo

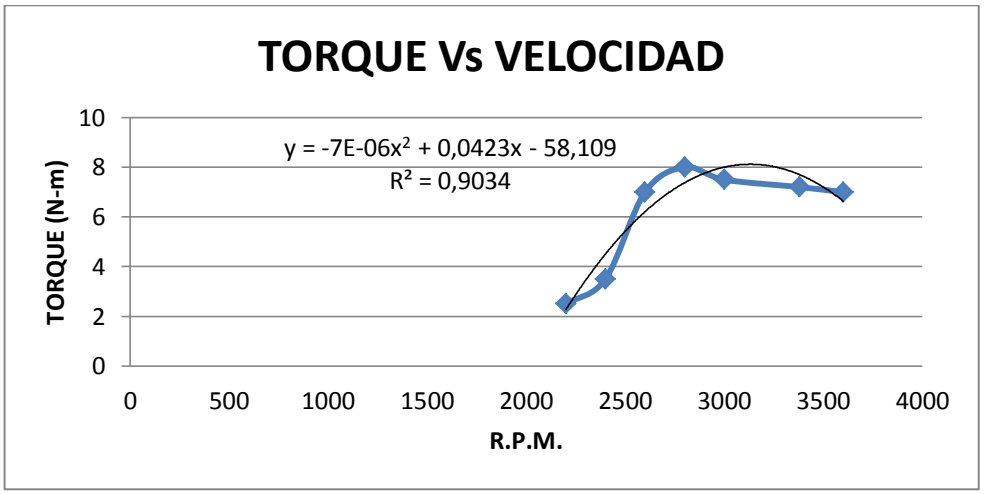
Los resultados de las pruebas realizadas en el banco se detallan a continuación las mismas que contienen la información del torque, velocidad y potencia que desarrolla el motor la cual se lo realizara con la utilización de una hoja para la toma de los datos.

Tabla 6.9 Torque Vs Velocidad (r.p.m)

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO		
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA	CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA	
Lugar: Laboratorio de Energías	Nombre: Edison Córdova	Fecha:
TOMA DE DATOS		
Velocidad (r.p.m.)	Torque (pie-Libra)	Potencia (HP)
2200	2,5	1
2400	3,5	1,6
2600	7	3,46
2800	8	4,26
3000	7,5	4,28
3380	7,2	4,6
3600	7	4,8

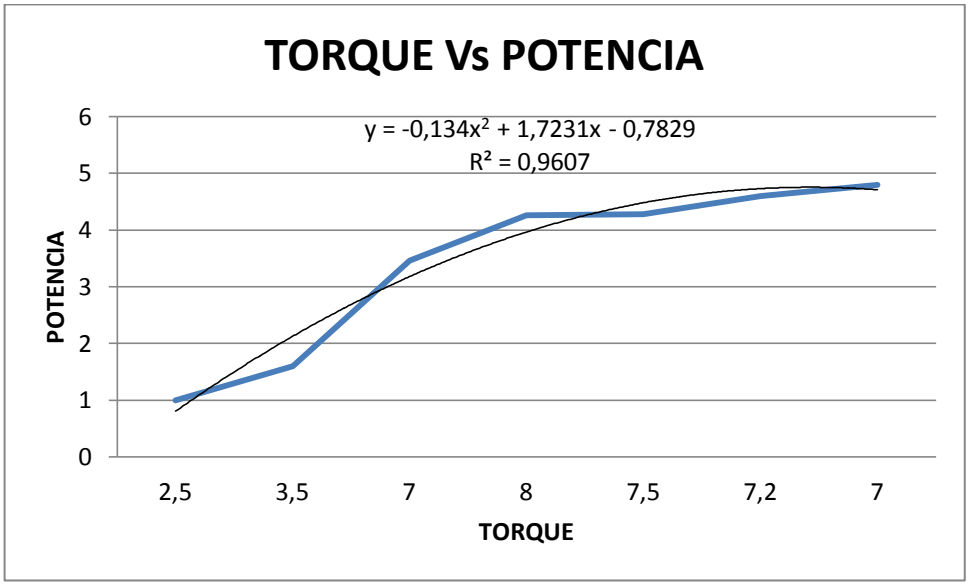
(Fuente: Realizada por el autor de la investigación)

Gráfica 6.1 Torque Vs Velocidad r.p.m.



A medida que aumentamos el número de r.p.m. (x) mientras le aplicamos carga al motor el torque va aumentando (y), hasta alcanzar un punto máximo y luego comienza a disminuir la gráfica tiene una tendencia polinómica decreciente en donde los valores 7E-06 y 0.042 es el factor multiplicador de la velocidad mientras el valor 58.10 es el desplazamiento del torque; estás variables mantienen un coeficiente de determinación del 90.3%

Gráfica 6.2 Torque Vs Potencia



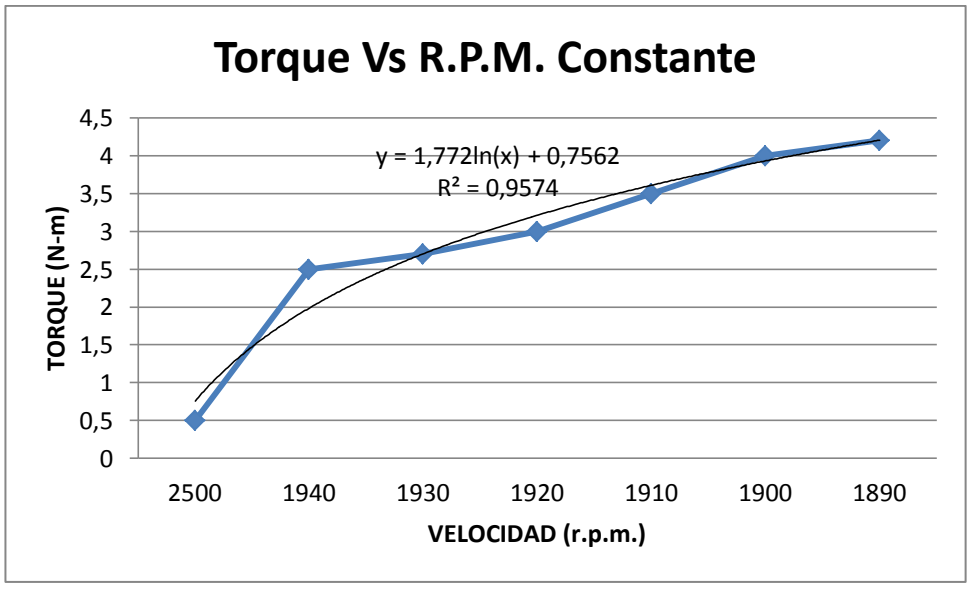
La variación de la potencia con respecto al torque es creciente como se observa en la gráfica se tiene una tendencia polinómica los valores 0.134 y 1,723 son los factores multiplicador del torque, mientras el valor 0.782 es el desplazamiento de la potencia, estás variables mantienen un coeficiente de determinación de 96%.

Tabla 6.10 Velocidad constante variando la carga

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO		
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA	CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA	
Lugar: Laboratorio de Energías	Nombre: Edison Córdova	Fecha:
TOMA DE DATOS		
Velocidad (r.p.m.) constante	Paso de la carga	Torque (lb-pie)
2500	0%	0,5
1940	25%	2,5
1930	40%	2,7
1920	50%	3
1910	70%	3,5
1900	80%	4
1890	100%	4,2

(Fuente: Realizada por el autor de la investigación)

Gráfica 6.3 Torque Vs R.P.M constante



La variación de la velocidad (x) mientras le aplicamos la carga con respecto al torque (y) es decreciente como se observa en la gráfica se tiene una tendencia logarítmica el valor 1.772 es el factor multiplicador de la velocidad, mientras el valor 0.756 es el desplazamiento del torque, estás variables mantienen un coeficiente de determinación del 95,7%.

MATERIALES DE REFERENCIA

BIBLIOGRAFÍA

- DANTE GIACOSA (1970). Motores Endotérmicos 3ª Edición, Edit. Hoepli Científico-Medica, Barcelona
- ARIAS-PAZ (2006). Manual de Automóviles 56ª Edición, Edit. Dossat 2000. S.L. Madrid
- MANUAL CEAC DEL AUTOMÓVIL (2004). 1ª Edición, Edit. Ceac Barcelona
- JOSE MANUEL ALONSO PEREZ (2006). Técnicas del Automóvil 10ª Edición, Edit. Paraninfo México
- ROBERT C. JUVINALL (2002). Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica 1ª Edición, Edit. Limusa. México
- JOSEPH.EDWARD.SHIGLEY. (2001). Diseño en Ingeniería Mecánica 8ª Edición, Edit. Mc. Graw-Hill México
- ROBERT. L. MOTT (1995). Diseño de Elementos de Máquinas 2ª Edición, Edit. Prentice Hall Hispanoamérica México
- J.M. CHERKASSKI (1986). Bombas, Ventiladores, Compresores. Edit. Mir-Moscú
- YUNUS A. CENGEL MICHAEL A. BOLES (2002). Termodinámica 5ª Edición, Edit. Mc. Graw-Hill México
- RAYMOND G. WASDYKE GERALD D. SNYDER Motor de Gasolina de Cuatro Tiempos. Operación, Prueba y Evaluación
- ROBERT L. MOTT ().Mecánica de Fluidos 6ª Edición, Edit. Pearson México
- EDWARD F. OBERT (1997). Motores de Combustión Interna, Análisis y Aplicaciones. 1ª Edición, Edit. Continental. México.
- PRÁCTICAS DE MOTORES DE COMBUSTIÓN (2006). 1ª Edición, Edit. Alfaomega, Universidad Politécnica de Valencia
- MANUEL VIEJO ZUBICARAY (1983). Bombas, Teoría, Diseño y Aplicaciones. 2ª Edición, Edit. Limusa. México.

- ANTONIO SALINAS VILLAR (2008). Motores. 1ª Edición, Edit. Paraninfo. Madrid

PÁGINAS WEB

- Escuela Politécnica Nacional EPN (2007) Creación de un Sotfware Didáctico para el Reconocimiento de las Prácticas de Motores Diesel y Gasolina en el Laboratorio de Termodinámica de Ingeniería Mecánica María Gabriela Zurita Zaldumbide Recuperado 16 de Marzo de 2012 de: http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/456/1/CD-0572.pdf
- Escuela Politécnica del Ejército ESPE-Latacunga (2005) Construcción de un Banco de Pruebas para la Comprobación de Motores de Combustión Interna Néstor Aníbal Romero Guano Diego Martin Larrea López Recuperado 10 de Abril de 2012 de: http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/4184/1/T-ESPEL-0240.pdf
- Universidad Central de Venezuela (2002) Diseño, Construcción y Pruebas de una Bomba Centrífuga AZF 80-160 Jean Pierre Espejo David Valladares Recuperado 10 de Abril de 2012 de: saber.ucv.ve/jspui/bitstream/123456789/124/1/Informe.pdf
- 8vo Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica (2007) Metodología de Diseño Hidráulico y Mecánico de una Turbina Michell Banki Edgar Paz Luiz R. Carroci Paulo Magalháes Carlos Romero Recuperado 10 de Mayo de 2012 de: http://congreso.pucp.edu.pe/cibim8/pdf/06/06-39.pdf
- Escuela Politécnica de Chimborazo (2007) Capítulo I Recuperado 10 de Mayo de 2012 de: http://dspace.espoch.edu.ec/bitstream/123456789/305/1/15T00434.pdf
- Universidad Politécnica de Cartagena (2005) Cálculo de Recipientes a Presión M.M.J Autor Recuperado 18 de Mayo de 2012 de: http://repositorio.bib.upct.es/dspace/bitstream/10317/137/5/Anexo%206%20Calculo%20de%20recipientes%20a%20presion.pdf
- Escuela Politécnica Nacional (2007) Dimensionamiento de un Banco para Pruebas de Motores a Diesel Diego Alexis Morales Balladares, Andrés

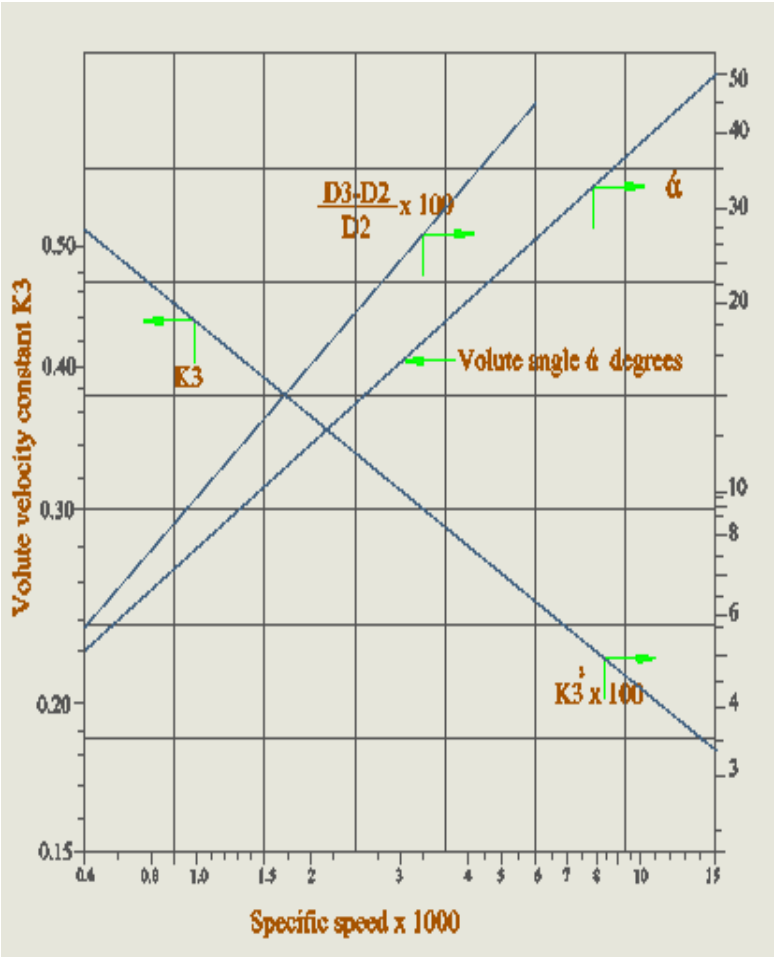
Humberto Ribadeneira Orti. Recuperado. 20 de Julio de 2012 de: http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/579/1/CD-0872.pdf

- Universidad San Francisco de Quito (2007) Diseño y Automatización de un Dinamómetro Hidráulico para motores de combustión interna con una potencia menor a 50 HP Nelson Chávez Recuperado 15 de Agosto de 2012 de: http://repositorio.usfq.edu.ec/bitstream/23000/842/1/84538.pdf
- Capitulo III Construcción Banco de Pruebas Rueda Hidráulica F. Saquicela R. Velepucha. Recuperado 15 de Agosto de 2012 de: http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/799/5/CAPITULO%20III.pdf
- http://www.unioviedo.es/Areas/Mecanica.Fluidos/investigacion/_publicaciones/Libros/LibroSistemasdeBombeo/index.php?page=2
- http://www.unet.edu.ve/~maqflu/doc/LAB-1-70.htm
- http://vtechdyno.eu/teoria-es.html
- http://libros.redsauce.net/Compresores/PDFs/4Compresores.pdf
- http://libros.redsauce.net/Turbinas/Gas/PDFs/03Tgas.pdf

ANEXOS

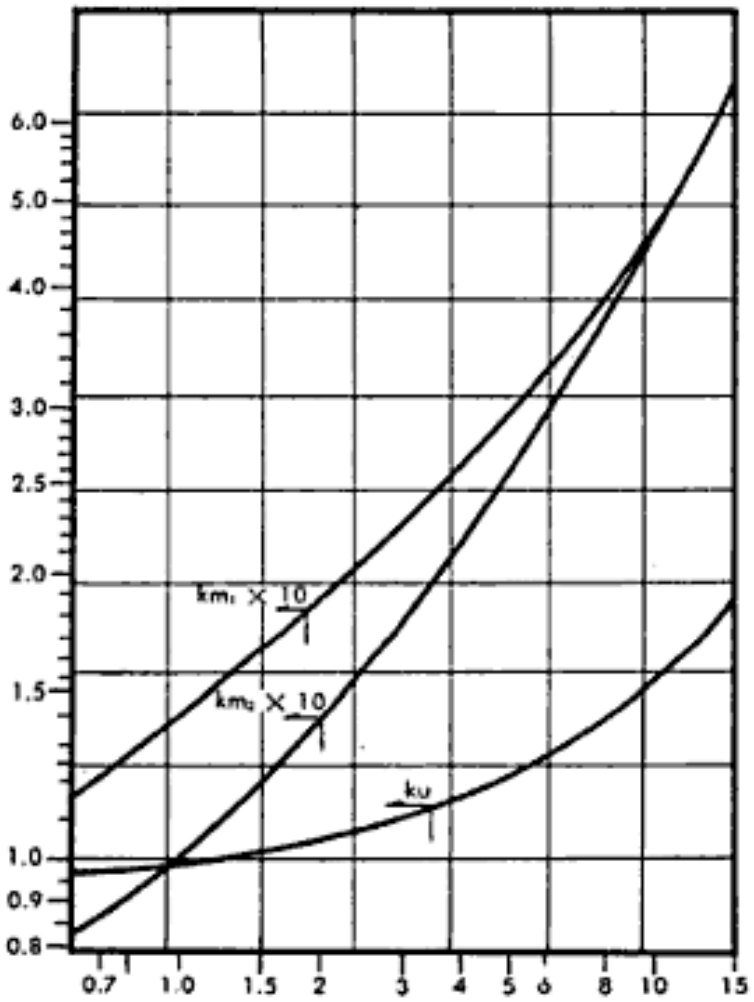
ANEXO 1

Gráfica para determinar las dimensiones de la carcasa



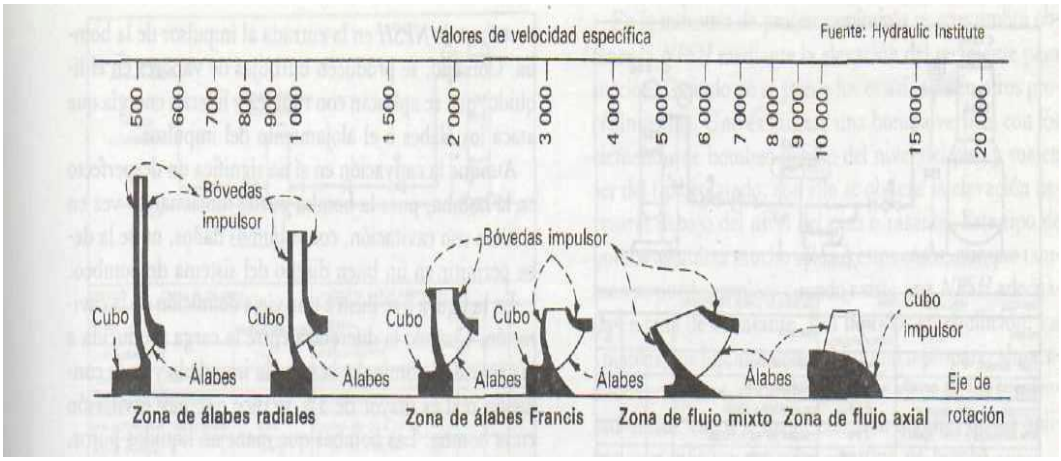
ANEXO 2

Gráfica Constantes del Impulsor



ANEXO 3

Gráfica de los valores de la velocidad específica



ANEXO 4

Propiedades del Bronce

Tabla A-22 PROPIEDADES TÍPICAS DE ALGUNAS ALEACIONES A BASE DE COBRE

Todas las resistencias de fluencia corresponden al método del 0.5% de desplazamiento. Para obtener su equivalente en kpsi se multiplican por 0.145, las cantidades en MPa.

Número UNS	Nombre de la aleación	Forma	Revenido	Resistencia de fluencia MPa	Resistencia a la tensión MPa	Elongación en 50 mm %	Dureza Rockwell H_R
C17000	Berilio	Varilla	Duro	515	790	5	98B
		Varilla	Suave	170	415	50	77B
		Lámina	Duro	1000	1240	2	...
C21000	Latón de dorar	Lámina	Duro	345	385	5	64B
		Lámina	Suave	70	235	45	46F
C22000	Bronce comercial	Lámina	Suave	370	420	5	70B
		Lámina	Suave	70	255	45	53F
		Varilla	Duro	380	415	20	60B
		Varilla	Suave	70	275	50	55F
C23000	Latón rojo	Lámina	Duro	395	480	5	77B
		Lámina	Suave	85	275	47	59F
		Varilla	Duro	360	395	23	75B
		Varilla	Suave	70	275	55	55F
C26000	Latón para cartuchos	Lámina	Duro	435	525	8	82B
		Lámina	Suave	105	325	62	64F
		Varilla	Duro	360	480	30	80B
		Varilla	Suave	110	330	65	65F
C27000	Latón amarillo	Lámina	Duro	415	510	8	80B
		Lámina	Suave	105	325	62	64F
		Varilla	Duro	310	415	25	80B
		Varilla	Suave	110	330	65	65F

ANEXO 5

PROPIEDADES DE ALGUNOS ACEROS

especificación] Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
	→	CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

ANEXO 6

Factor de Superficie

ACABADO SUPERFICIAL Ka	a		b
	KPSI	MPa	
ESMERILADO	1.34	1.58	0.086
MAQUINADO O LAMINADO EN FRÍO	2.67	4.45	0.265
LAMINADO EN CALIENTE	14.5	56.1	0.719
COMO SALE DE FORJA	39.8	271	0.995

ANEXO 7

Factor de Tamaño

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d < 2in \\ 0.859 - 0.02125d & 2 < d \leq 10in \\ \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51mm \\ 0.859 - 0.000837d & 51 \leq d \leq 254mm \end{cases}$$

ANEXO 8

Factor de Confiabilidad

Confiabilidad %	Variación de Transformación Za	Factor de confiabilidad Kc
50	0	1
90	1,288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

ANEXO 9

Especificaciones del motor Bringgs & Stratton de 6.5 HP

PREMIUM

INTEK™ PRO OHV 5.5 – 10 HP

MODEL 123332*
INTEK™ PRO OHV 6.5 HP

BORE x STROKE
68.3 x 55.8 mm/2.7 x 2.2 in

DISPLACEMENT
206 cc/12.6 cu in

FUEL TANK CAPACITY
3.8 liter/4 qt

OIL CAPACITY
0.6 liter/20 oz

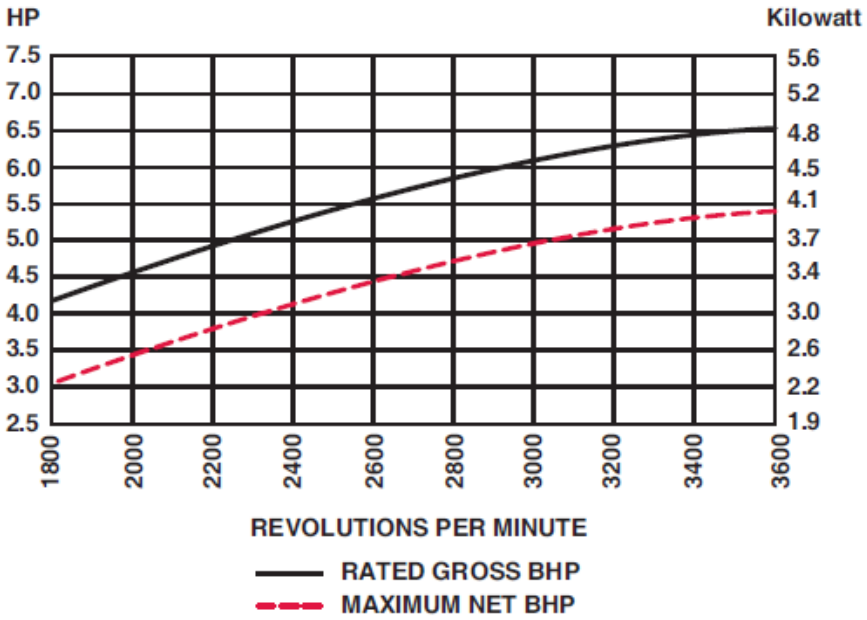
DRY WEIGHT
15.3 kg/33.8 lbs

DIMENSIONS (LxWxH)
383.1 x 267.5 x 394.1 mm
15.1 x 10.5 x 15.5 in

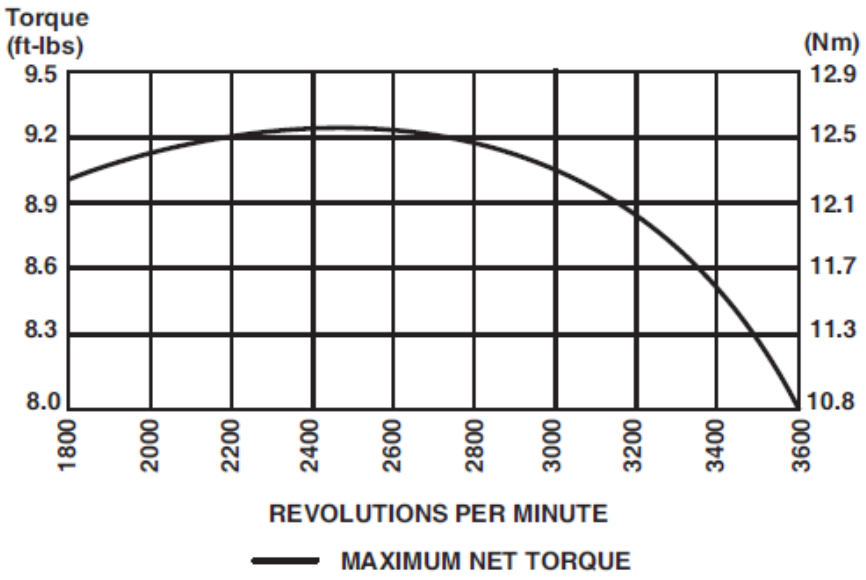
**Also available as 5.5 HP (128332).*

ANEXO 10

Curvas de Rendimiento del motor Bringgs & Stratton

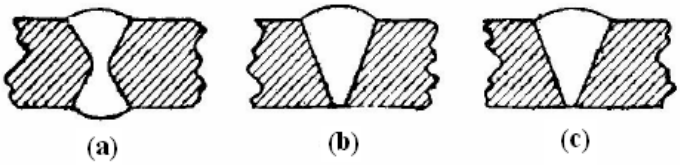


Par



ANEXO 11

FIGURA 6-138: TIPOS DE SOLDADURA



a Junta por ensamble de soldadura doble, picada antes de soldar el segundo lado
b Junta por ensamble de soldadura simple, con banda de respaldo que puede o no restirarse
c Junta por ensamble de soldadura simple, sin banda de respaldo (que sólo se permite para algunas soldaduras perimetrales)

Tabla 6-60. Eficiencias máximas permisibles de juntas para juntas soldadas con gas y con arco

Fig. 6-138	Descripción de la junta	Grado de examen		
		Radiografía completa	Examen por puntos	No examinada por puntos
a,b	Juntas por ensamble con soldadura doble o con medios que permitan obtener la misma calidad de metal soldado a ambos lados de la junta	1.00	0.85	0.70
b	Junta por ensamble de soldadura simple, con banda de respaldo en su lugar	0.90	0.80	0.65
c	Junta por ensamble de soldadura simple, sin banda de respaldo. Sólo se permite para algunas juntas perimetrales.			0.60

ANEXO 12

GO POWER SYSTEMS

fact sheet:

D-100 small engine dynamometer

The Go Power D-100 is constructed of high strength aluminum alloy. The lightweight compact unit can be operated from a typical water supply for use anywhere.
Its extreme versatility makes it ideal for use with 'go-cart' and outboard marine engines,as well as industrial durability testing for engines and components. Its design is based on Go Power Systems' other portable water brake dynamometers that have proven their ruggedness and reliability for over 50 years in thousands of installations worldwide.

In addition, it is compatible with our complete line of digital consoles and state-of-the-art computer instrument and control systems. This unique modular design provides maximum flexibility and allows you to put together a system that exactly fits your needs. This expandable, modular approach allows you to add to your system as your testing requirements grow.

GO POWER SYSTEMS "THE MEASURE OF PERFORMANCE"

TECHNICAL SPECIFICATIONS:

- Type of absorption: Water brake
- Construction: High strength aluminum alloy
- Shaft: Hardened stainless steel
- Bearings: Greased ball & roller
- Operating range: 14,000 rpm continuous
- Rotation direction: Clockwise or counter clockwise
- Torque sensor: Strain gauge load cell (0-30mv)
- Speed Sensor: 60 tooth gear with inductive pulse pickup

WATER REQUIREMENTS:

- Inlet: 1/2 in (13 mm) - 10 gpm-US (38 Lpm) @ 100 HP (75 kW)
- Outlet: 1/2 in (13 mm) gravity drain to atmosphere
- Dynamic pressure: 35 psi (2.50 bar)

DIMENSIONS & SHIPPING DETAILS:

- Width: 11 in (28 cm)
- Height: 11 in (28 cm)
- Depth: 8 in (20 cm)
- Weight: 26 lbs (12 kg)

Further information from: **www.gopowersystems.com**

Froude Hofmann Inc.
45225 Polaris Court Plymouth, Michigan 48170
+1 (734) 416 8000
info@gopowersystems.com
www.froudehofmann.com

GPD100_0609

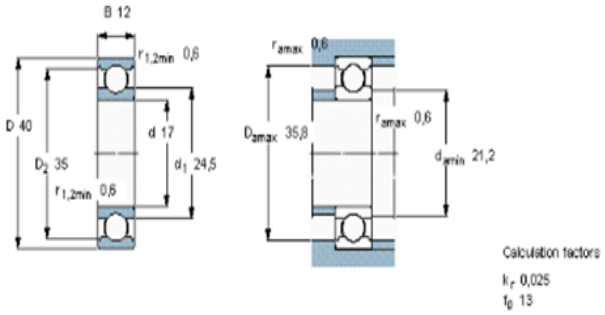
Froude Hofmann

ANEXO 13

FICHA TÉCNICA DE RODAMIENTOS

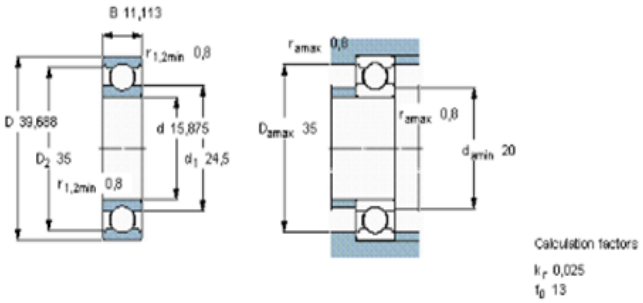
RODAMIENTO 6302

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings		Designation
			dynamic	static	Reference speed	Limiting speed	
d	D	B	C	C_0			* SKF Explorer bearing
mm			kN		r/min		-
17	40	12	9,95	4,75	38000	24000	**6203** *



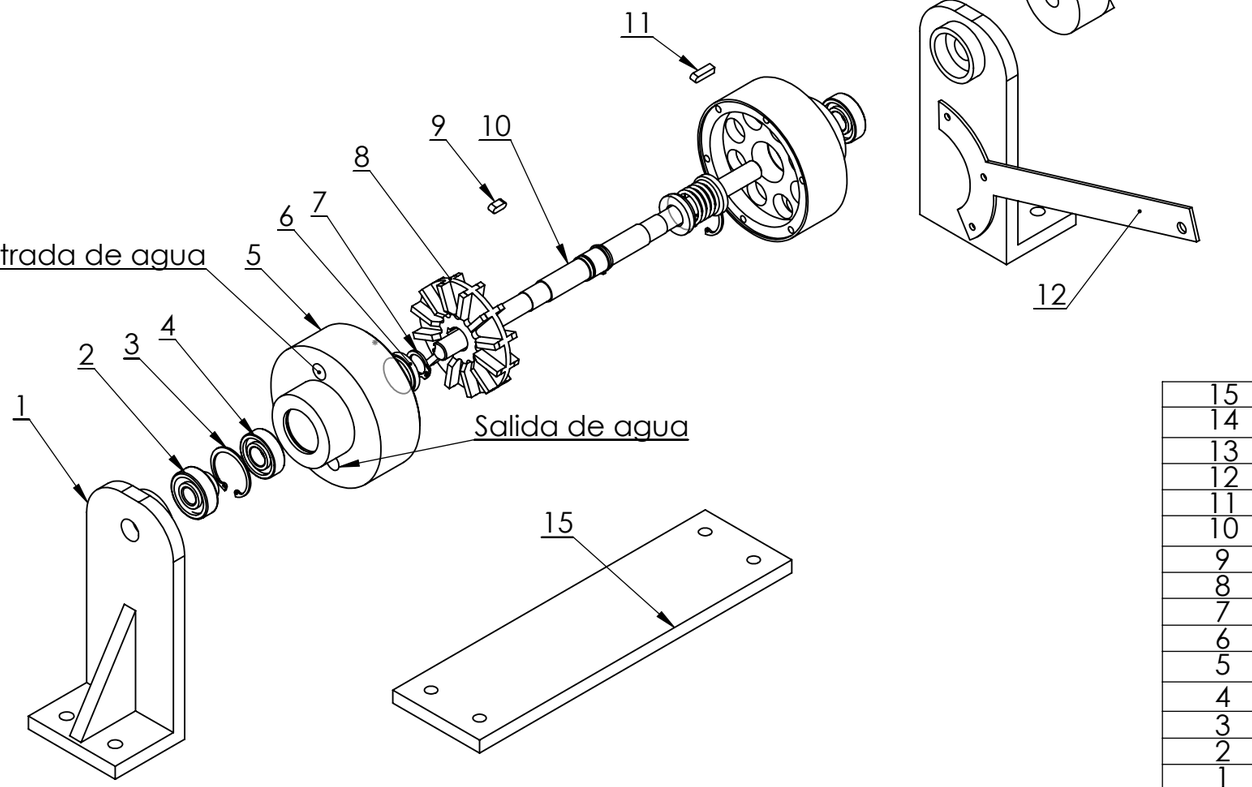
RODAMIENTO ASS 202-010N

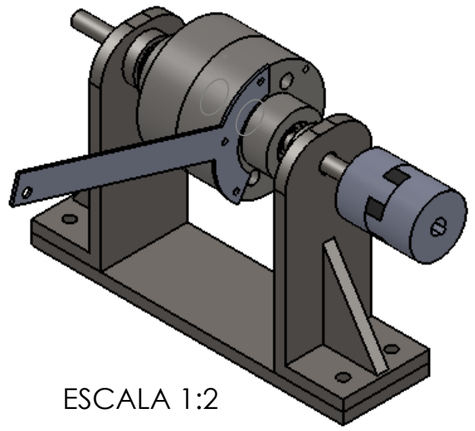
Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings		Designation	
			dynamic	static	Reference speed	Limiting speed		
d	D	B	C	C_0			* SKF Explorer bearing	
mm			kN		r/min		-	
15,875	39,688	11,113	9,56	4,75	34000	24000	**RLS 5**	Aftermarket only



PLANOS

ORDEN DE	ARMADO
10	Eje
9	Chaveta interna
8	Rotor
7	Vincha
6	Sello mecánico
5	Carcasa
4	Rodamiento 6203
3	Vincha
12	Palanca
2	Rodamiento 6202
1	Placa lateral
15	Placa base
11	Chaveta externa
13	Junta elástica





ESCALA 1:2

Características	Técnicas
Peso total	18.7 Kg
Tamaño	236 X 360 mm.
Potencia de frenado	4.8 KW.
Presión	90.81 KPa.

15	Placa base	ASTM A36	1
14	Caucho de la junta		1
13	Junta elástica	HIERRO FUNDIDO	2
12	Brazo o Palanca	ACERO.INX.304	1
11	Chaveta externa	AISI 1018	1
10	Eje	AISI 1045	1
9	Chaveta interna	AISI 1018	1
8	Rotor	Bronce fosfórico	1
7	Vincha		1
6	Sello mecánico		2
5	Tapa o Carcasa	AISI 1018	2
4	Rodamiento	SKF 6203	2
3	Vincha		2
2	Rodamiento	NTN 202	2
1	Placa lateral	ASTM A 36	2
Número	Descripción	Materiales	Cantidad

Edición	Modificación	Fecha	Nombre

Tolerancia: ±0,1

Peso: 18.7 Kg

Materiales: VARIOS

	Fecha	Nombre
Dib.	27/01/13	Córdova Edison
Rev.	27/01/13	Ing. Mayorga Alex
Apro.	27/01/13	Ing. Mayorga Alex

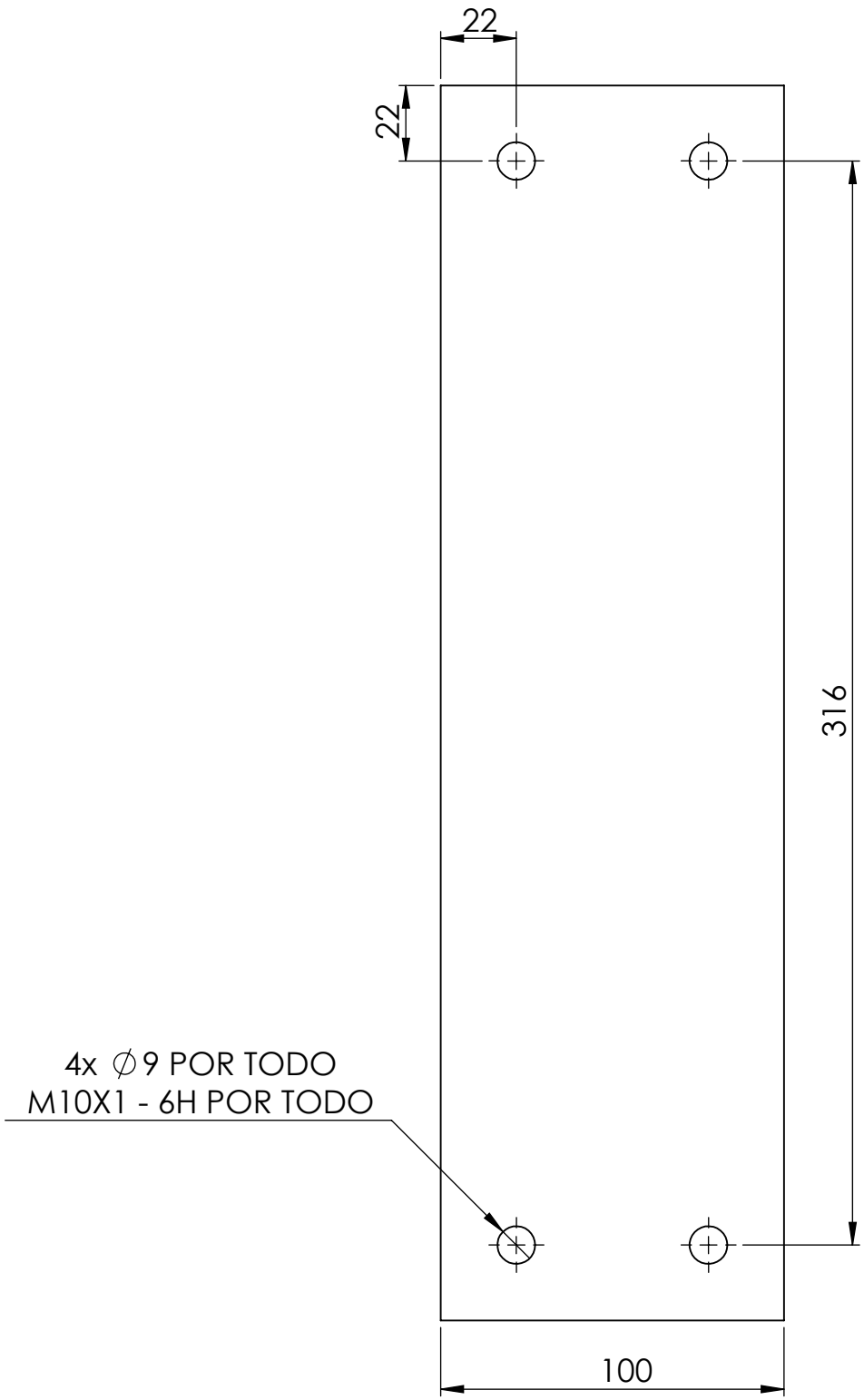
UTA
INGENIERÍA MECÁNICA

Denominación: SISTEMA DE FRENADO HIDRÁULICO

Escala: 1:5

Nro: 01

SUSTENTACIÓN



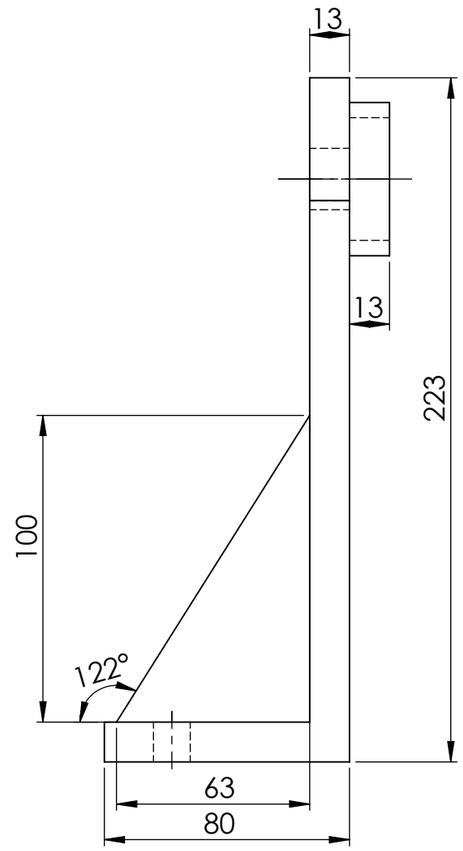
				Tolerancia ±0.1	(Peso) 3.6Kg	Materiales: ACERO ASTM A-36.- e 13mm.
					Fecha	Nombre
				Dib.	27/01/13	Córdova Edison
				Rev.	27/01/13	Ing. Mayorga Alex
				Apro.	27/01/13	Ing. Mayorga Alex
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA		

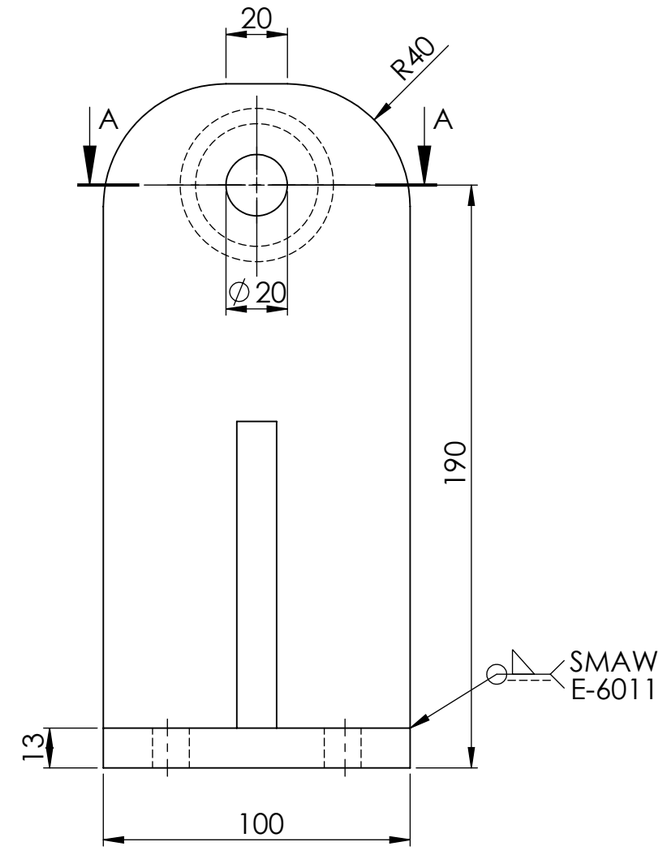
Denominación: PLACA BASE

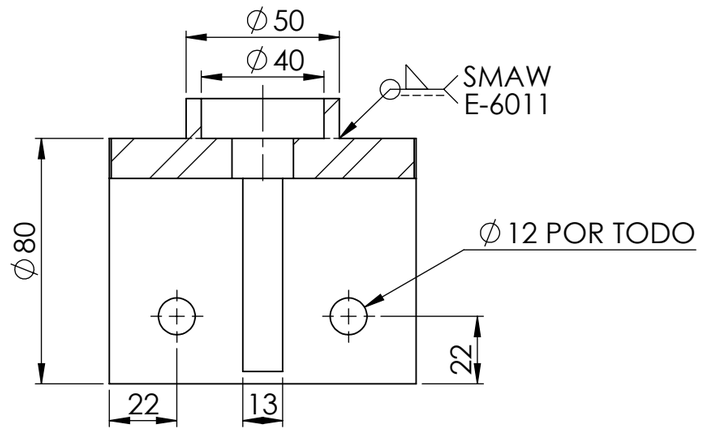
Escala: 1:2

Nro: 02

(Sustitución)





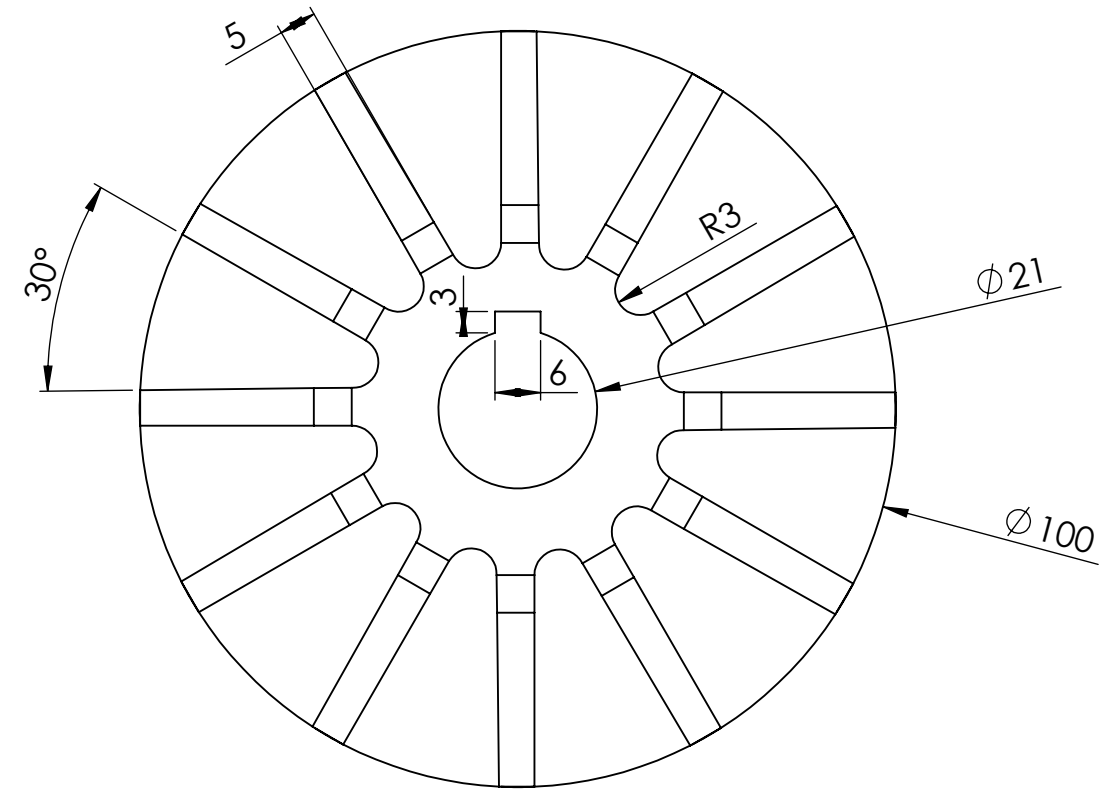


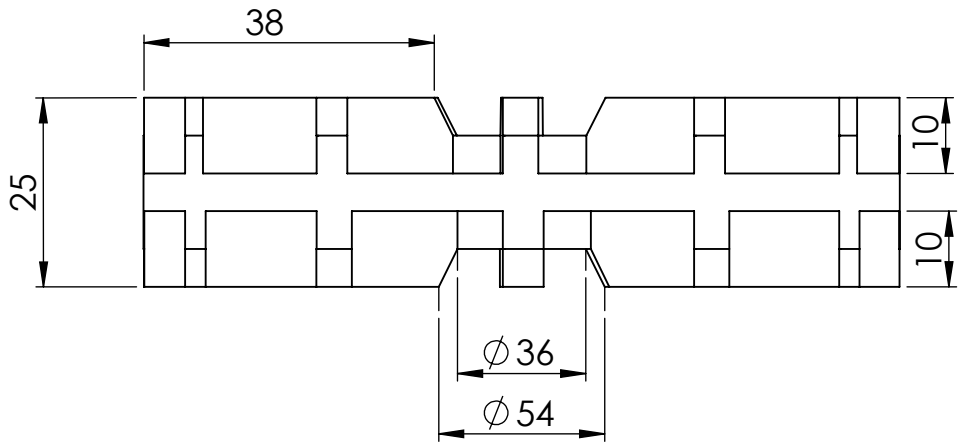
CORTE A-A

Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Tolerancia: ±1	Peso: 3.3 Kg	Materiales: ACERO ASTM A-36
					Fecha	Nombre
				Dib.	27/01/13	Córdova Edison
				Rev.	27/01/13	Ing. Mayorga Alex
				Apro.	27/01/13	Ing. Mayorga Alex
				UTA Ingeniería Mecánica		Denominación: PLACA LATERAL
						Escala: 1:2
						Nro: 03
						(Sustitución)

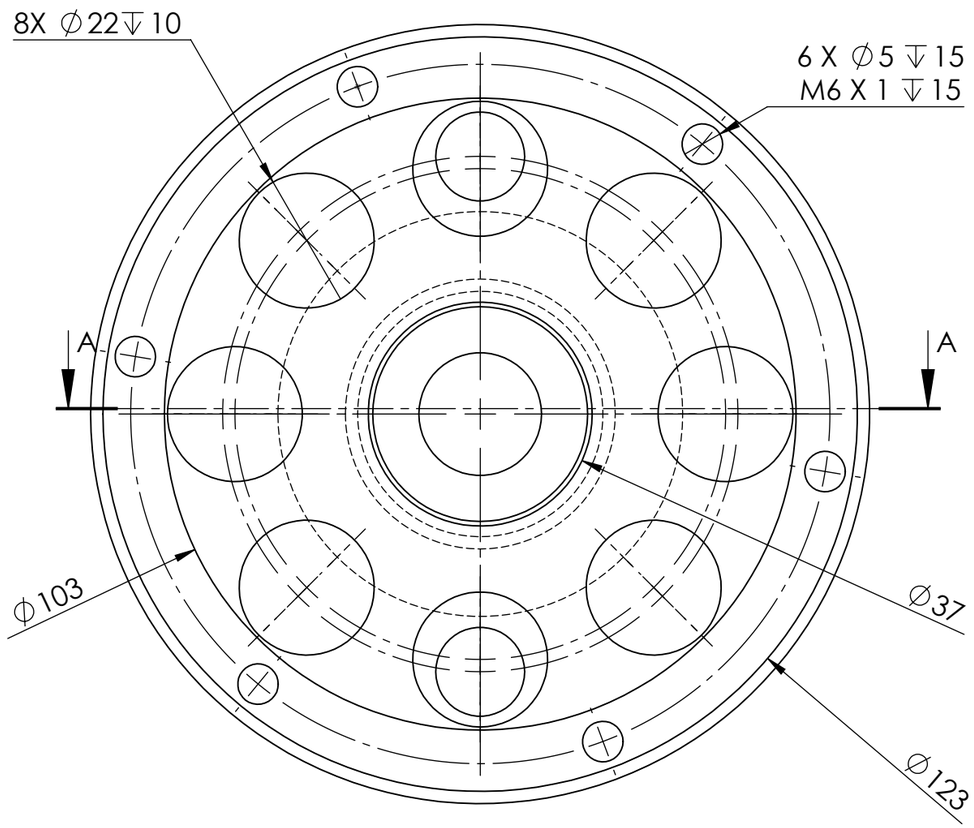
1	2	3	4

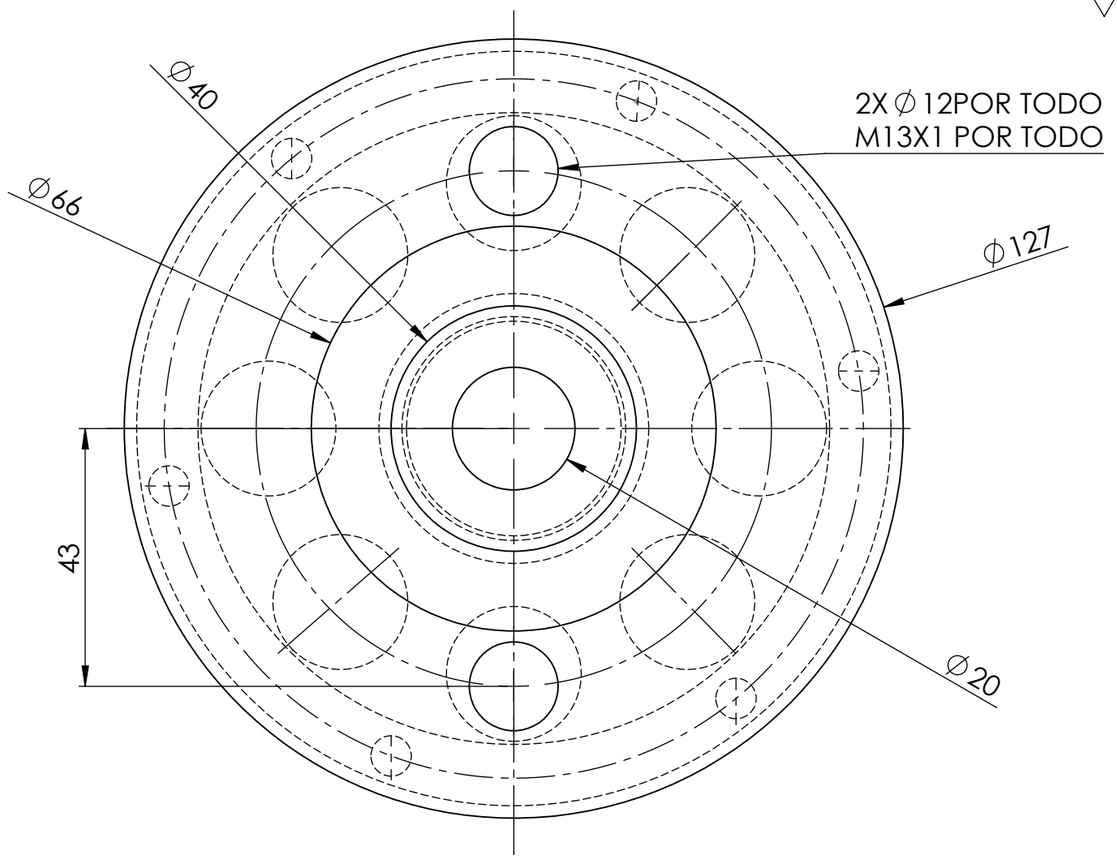
N5 N7

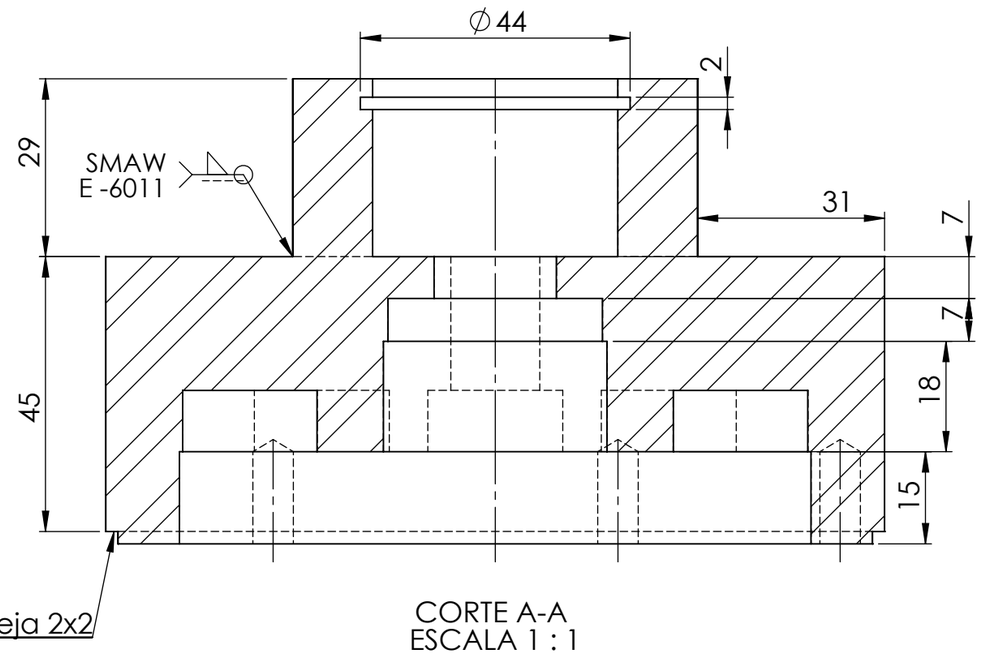




				Tolerancia ± 0.1		Peso 1 Kg	Materiales: BRONCE FOSFÓRICO
					Fecha	Nombre	Denominación: ROTOR / Escala: 1:1
				Dib.	27/01/13	Córdova Edison	
				Rev.	27/01/13	Ing. Mayorga Alex	
				Apro.	27/01/13	Ing. Mayorga Alex	
				UTA Ingeniería Mecánica			Nro: 04
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				(Sustitución)

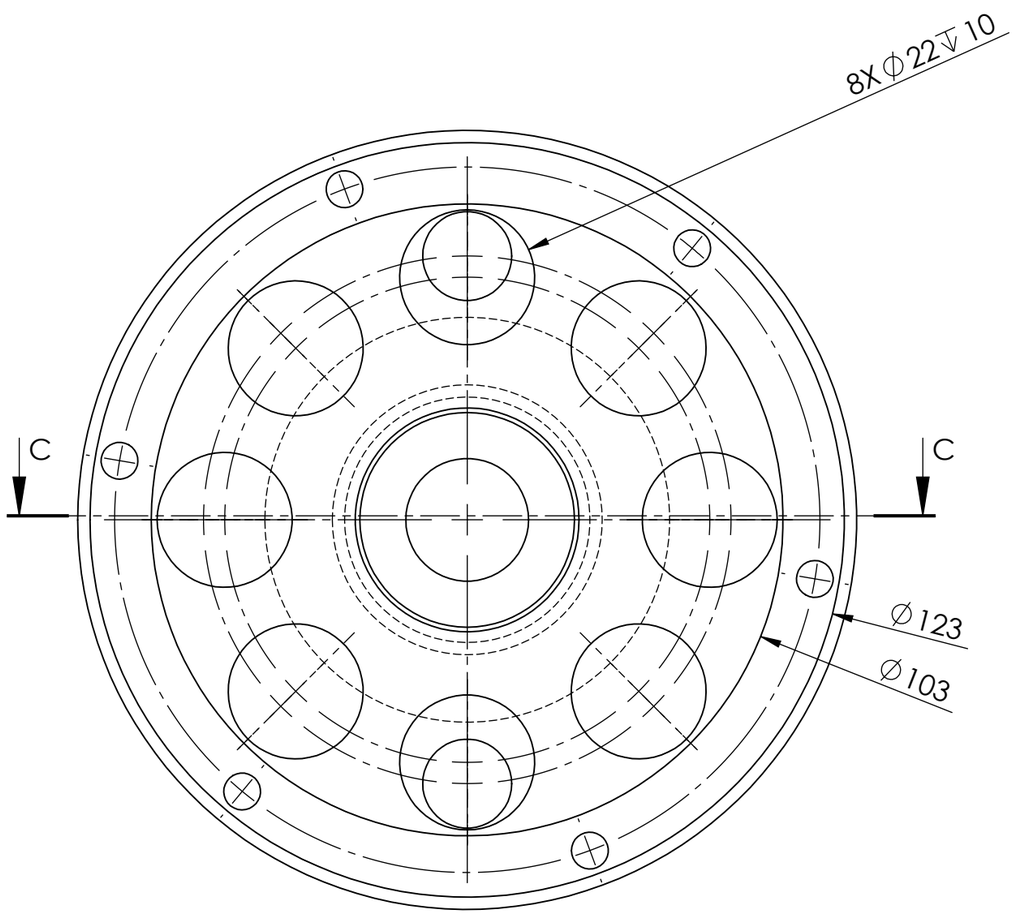


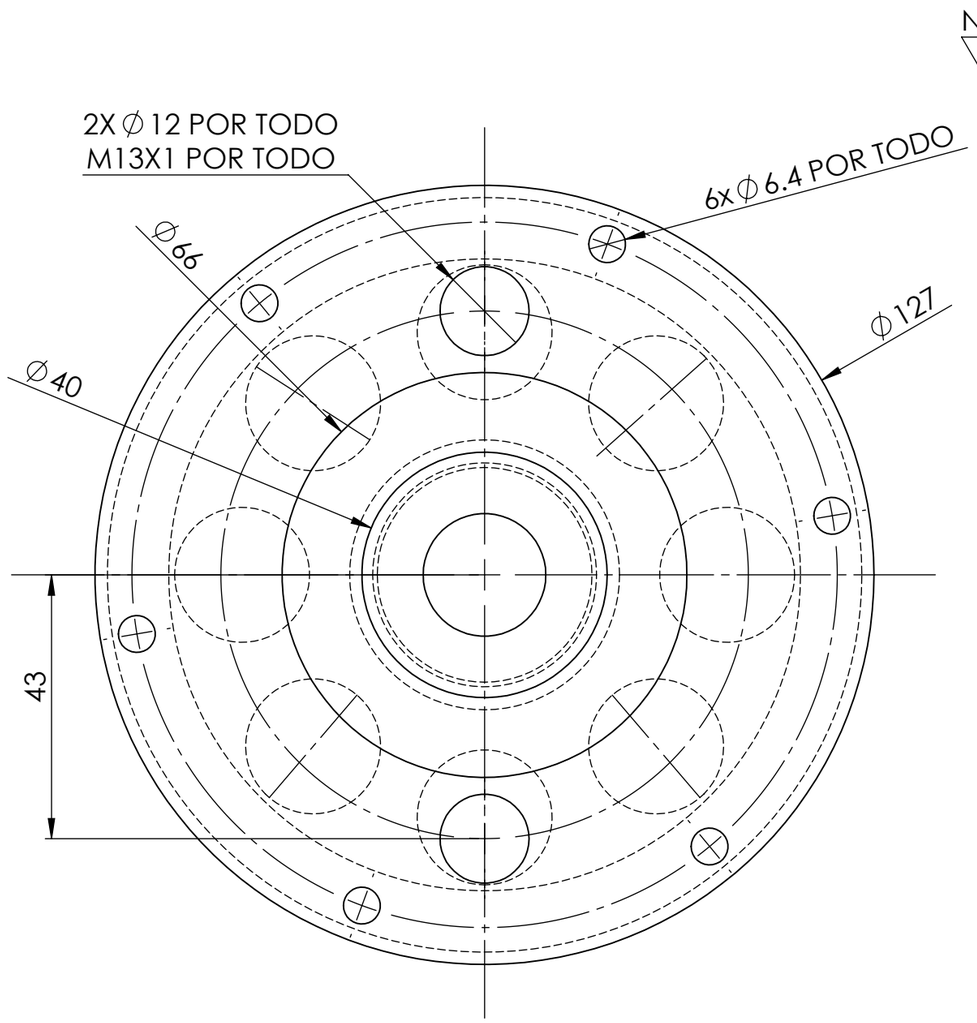


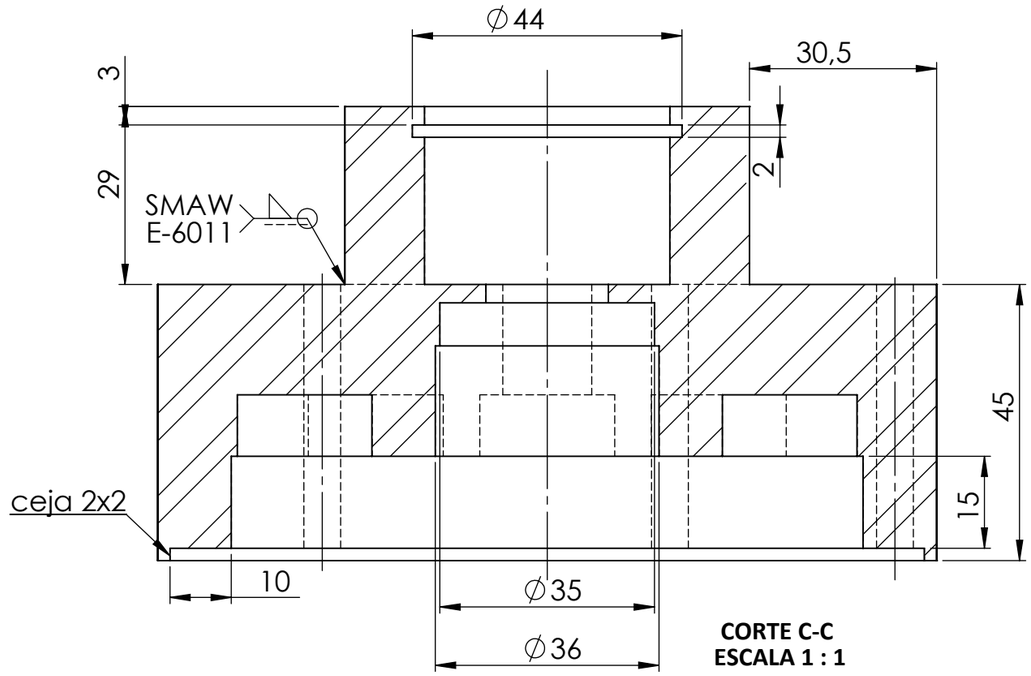


CORTE A-A
ESCALA 1 : 1

				Tolerancia		(Peso)	Materiales: ACERO AISI 1018
				±0,1		3,4 Kg	
					Fecha	Nombre	
				Dib.	27/01/13	Córdova Edison	Denominación: TAPA 1
				Rev.	27/01/13	Ing. Mayorga Alex	Escala: 1:1
				Apro.	27/01/13	Ing. Mayorga Alex	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA			Número del dibujo: 05
							(Sustitución)







CORTE C-C
ESCALA 1 : 1

Edición	Modificación	Fecha	Nombre

Tolerancia	(Peso)	Materiales:
±0.1	3.4Kg	ACERO AISI1018

	Fecha	Nombre
Dib.	27/01/13	Córdova Edison
Rev.	27/01/13	Ing. Mayorga Alex
Apro.	27/01/13	Ing. Mayorga Alex

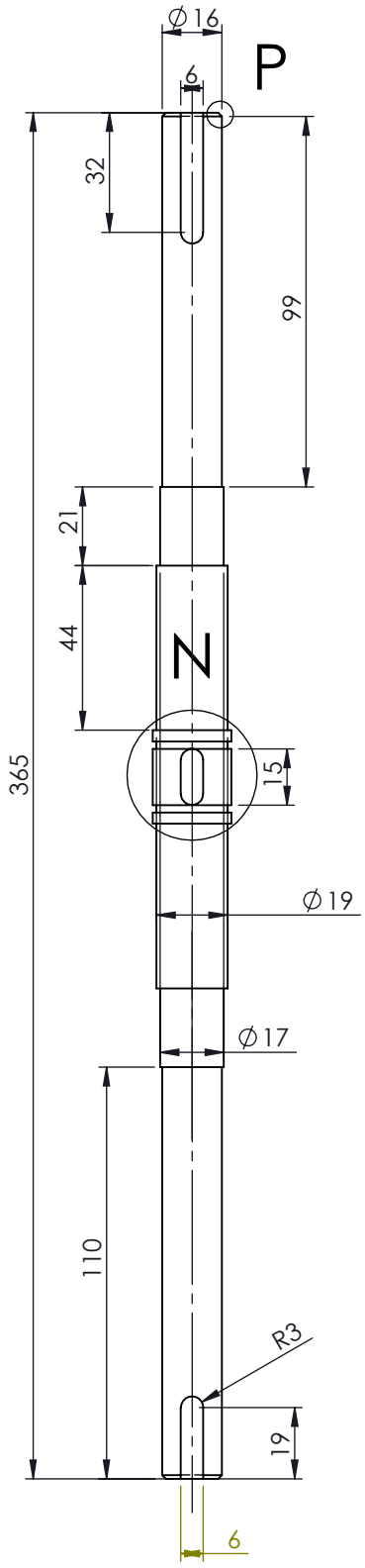
UTA
Ingeniería Mecánica

Denominación: TAPA 2

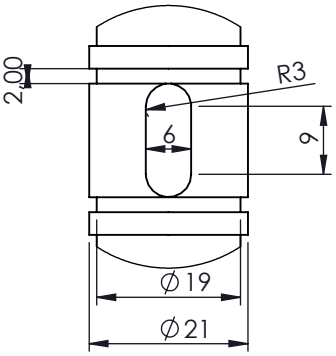
Escala: 1:1

Nro: 06

(Sustitución)



DETALLE P
ESCALA 2 : 1



DETALLE N
ESCALA 1:1

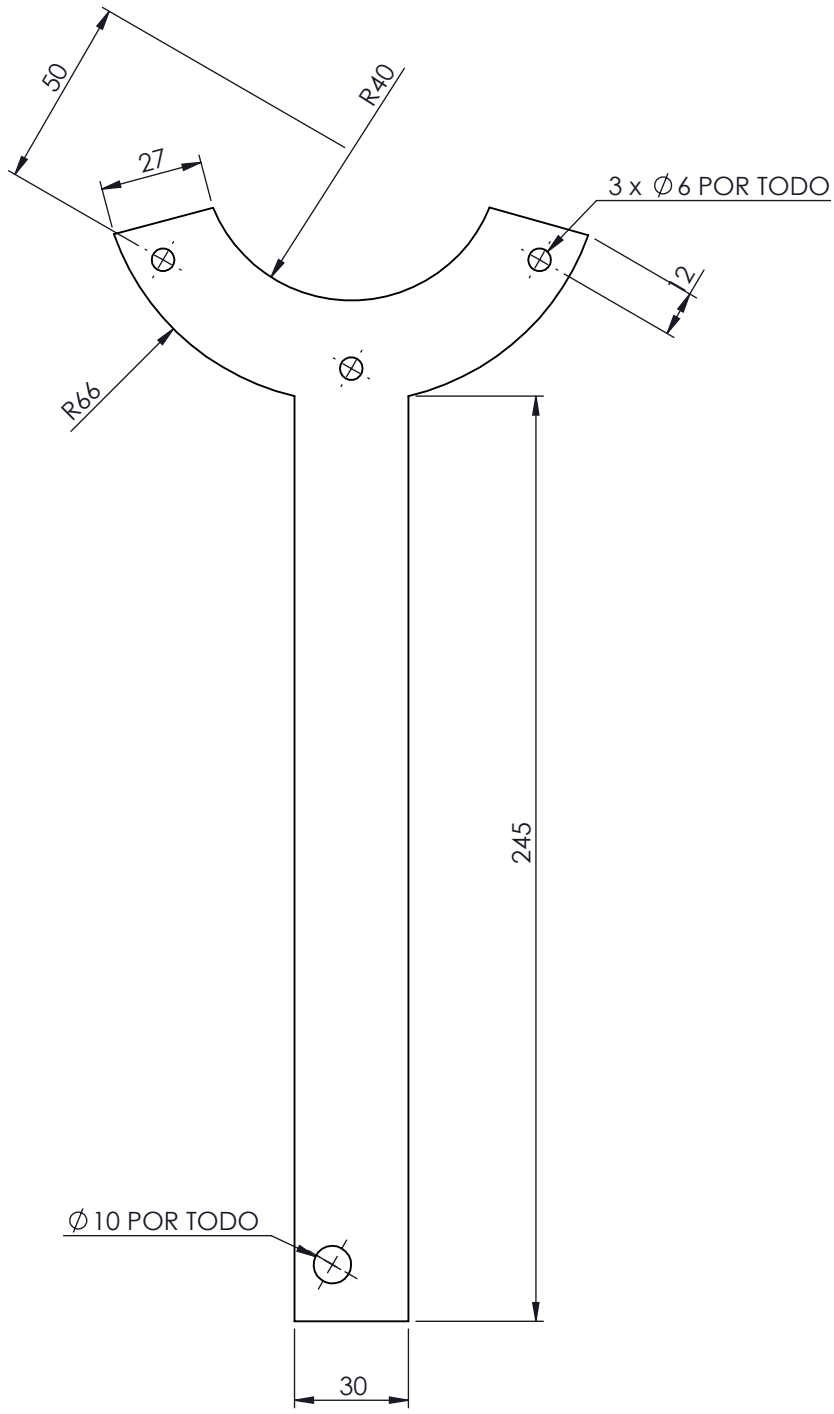
				Tolerancia: +/- 0.1	Peso : 0.7 Kg	Material: AISI 1045
					Fecha:	Nombre:
				Dib.	27/01/2013	Córdova Edison
				Rev.	27/01/2013	Ing.Mayorga Alex
				Apro:	27/01/2013	Ing.Mayorga Alex
Edi-ción	Modifcación	Fecha:	Nombre:	U.T.A. Ingeniería Mecánica		

EJE

Escala: 1:2

Nro. 07

(Sustitucion)



				Tolerancia: +/- 1	Peso : .03 Kg	Material: Acero inoxidable 304. e 3mm.
					Fecha: / Nombre:	PALANCA — Escala: 1:5
					Dib. 27/01/2013 Córdova Edison.	
					Rev. 27/01/2013 Ing.Mayorga Alex	
					Apro: 27/01/2013 Ing.Mayorga Alex	
Edi-ción	Modifcación	Fecha:	Nombre:	U.T.A. Ingeniería Mecánica		Nro. 08 (Sustitucion)